

Vysoká škola báňská  
Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní



**Vynášecí systém pro válcové zásobníky s  
plochým dnem  
Staging Unit for Drum-Shaped Silo Furnished  
with Flat bottom**

**Student:**

Bc. Jiří Kubeš

**Vedoucí diplomové práce:**

Ing. Jan Nečas, Ph.D.

Ostrava 2009

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA  
FAKULTA STROJNÍ



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Vynášecí systém pro válcové zásobníky s plochým dnem

*Staging Unit for Drum-Shaped Silo Furnished with Flat Bottom*

**Student:** Bc. Jiří Kubeš  
**Studijní obor:** 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
**Specializace:** 3909T001-35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem  
**Pracoviště:** Institut dopravy - 342

### **Zásady pro zpracování:**

1. Vypracujte rešerši z oblasti novinek v dané oblasti dopravy a skladování.
2. Navrhněte optimální dopravní systém.
3. Vypracujte technologické schéma a dispoziční uspořádání dna zásobníku.
4. Proveďte potřebné technologické a pevnostní výpočty, technický popis.

**Pokyny pro zpracování:**

**Rozsah práce:** min. 50 stran textu + min. 32 stran A4 grafických příloh

**Seznam doporučené literatury:**

- ZEGZULKA, J.: *Mechanika sypkých hmot*, LABORATOŘ SYPKÝCH HMOT, VŠB-TUO, 2004  
JASÁŇ, V.: *Teória a stavba dopravníkov*. TU KOŠICE, ALFA BRATISLAVA, 1984.  
PEŠAT, Z.: *Manipulace v hutích*. VŠB – TU OSTRAVA, 1992.  
FIALA, J.: *Strojnické tabulky*. SNTL PRAHA, 1989.  
*Firemní literatura a potřebné normy.*  
*Metody měření a vyhodnocování naměřených vzorků laboratoře sypkých hmot.*, VŠB – TU OSTRAVA.

<b>Vedoucí diplomové práce:</b>	Ing. Jan Nečas, Ph.D.
<b>Datum zadání diplomové práce:</b>	10. listopad 2008
<b>Datum odevzdání:</b>	22. května 2009
<b>Akademický rok:</b>	2008/2009



doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.  
ředitel Institutu dopravy

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan FS

V Ostravě dne 10. listopadu 2008

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB - TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěné v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

Plné jméno studenta

Adresa trvalého pobytu studenta:

## **Anotace diplomové práce**

Kubeš, J.: Vynášecí systém pro válcové zásobníky s plochým dnem.

(vedoucí DP: Ing. Jan Nečas Ph.D.), VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, 2009,  
77 str., rozsah grafických prací 32 A4.

Tato diplomová práce zpracovává konstrukční návrh vynášече pro válcové zásobníky s plochým dnem. Systém vynáší piliny přímo ze stran zásobníku do středu, kde materiál propadá otvorem. Zásobník je plněn otvorem v horní části zásobníku, dále je vynášen vynášecem k dalšímu zpracování. Průměr zásobníku  $D_z = 8$  m a výška  $V_z = 24$  m.

Pro daný dopravní výkon  $Q = 5$  t/h, byla navržena šnekovnice o průměru  $D_s = 0,2$  m a délce  $L = 4$  m. Tento šnekový dopravník není umístěn ve žlabu a je uchycen pouze na jedné straně.

Vynášecí systém se skládá z dvojice ložisek, poháněcí stanice a otoče, která je v horní části zakončena kuželem.

## **Annotation of the Thesis**

Kubeš, J.: Staging system for cylindric cartridges with flat bottom.

(supervisor of DT: Ing. Jan Nečas Ph.D.), VŠB - TU Ostrava, Institute of  
Transport, 2009, 77 pages, 32 range of graphic works.

This diploma thesis is focused on elaboration of an engineering design of a type carrier for cylindric cartridges with flat bottom. The system brings sawdust right from the sides of the bottom of the cartridge to the middle, where the material falls through an opening. The cartridge is filled via an opening in the upper part of the cartridge, next it is taken by a type carrier to another elaboration. The diameter of the cartridge is  $D_z = 8$  m and the height is  $V_z = 24$  m.

For the given transport output  $Q = 5$  t/h a worm conveyor with a diameter of  $D_s = 0,2$  m and length  $L = 4$  m was proposed. This worm conveyor is not placed in the gutter, it is fixed only on one side.

The staging system consists of a couple of bearings, a driven station and a turn, which is ended at the top part with a cone.

## Obsah

<b>SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....</b>	<b>9</b>
<b>1.ÚVOD .....</b>	<b>14</b>
<b>2. DOPRAVOVANÝ MATERIÁL.....</b>	<b>14</b>
2.1 BIOPALIVO .....	15
2.2 BIOMASA A VÝHODY BIOPALIV .....	16
2.2.1 Odpadní biomasa.....	17
2.2.2 Biomasa záměrně produkovaná k energetickým účelům.....	18
2.2.3 Technologie na zpracování biomasy.....	19
2.3 BRIKETY .....	20
2.4 PELETY.....	20
2.5 FREKVENČNÍ MĚNIČE .....	23
<b>3. MOŽNOSTI VYNÁŠENÍ MATERIÁLU ZE ZÁSOBNÍKŮ S PLOCHÝM DNEM.....</b>	<b>24</b>
3.1 PROPOUŠTĚCÍ STROJ TYPU CTX .....	24
3.2 TOČIVÝ PROPOUŠTĚCÍ STROJ TYPU BEW .....	27
3.3 VYNÁŠENÍ MATERIÁLU POMOCÍ REDLEROVÉHO DOPRAVNÍKU .....	28
<b>4. ŠNEKOVÉ DOPRAVNÍKY .....</b>	<b>30</b>
4.1 ROZDĚLENÍ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ .....	30
4.2 ZÁKLADNÍ ČÁSTI DOPRAVNÍKU .....	32
4.3 POHÁNĚCÍ STANICE .....	33
4.4 ŠNEK .....	34
<b>5. NÁVRH VARIANT.....</b>	<b>35</b>
5.1 VARIANTA 1 .....	35
5.2 VARIANTA 2.....	36
5.3 VARIANTA 3.....	37
5.4 VARIANTA 4.....	38
5.5 VYHODNOCENÍ VARIANT.....	38
5.5.1 Předběžný návrh 1 .....	39
5.5.2 Předběžný návrh 2 .....	40
5.5.3 Předběžný návrh 3 .....	41
5.5.4 Předběžný návrh 3a .....	42
5.5.5 Předběžný návrh 3b .....	43
5.5.6. Výběr varianty.....	43
<b>6. TECHNOLOGICKÉ VÝPOČTY .....</b>	<b>44</b>
6.1 VÝPOČET ŠNEKOVÉHO PODAVAČE .....	44

6.1.1 Sypná tíha $\gamma_s$ .....	44
6.1.2 Počáteční soudržné napětí $\tau_0$ .....	44
6.1.3 Hydraulický poloměr $R$ .....	45
6.1.4 Součinitel vnitřního tření mezi pilinami $f_e$ .....	45
6.1.5 Součinitel vnějšího tření mezi pilinami a nerezovým plechem $f_{wN}$ .....	45
6.1.6 Koeficient sypnosti $k$ .....	45
6.1.7 Průřez šneku $S$ .....	46
6.1.7 Výpočet Jansenovy síly ve výpusti $F_1$ .....	46
6.1.8 Výpočet odporu z tření materiálu po šneku $K_1$ .....	46
6.1.9 Výpočet odporu z trháni materiálu ve výpusti $K_2$ .....	47
6.1.10.1 Výpočet odporu z trháni materiálové vrstvy po stranách šnekovnice $K_3$ .....	47
6.1.10.2 Vrtikální Jansenova síla na šnek $F_2$ .....	47
6.1.11 Výpočet celkového odporu proti pohybu materiálu $K$ .....	48
6.1.12 Stoupání šnekovnice $h$ .....	48
6.1.13 Kritické otáčky šneku $n_{kr}$ .....	48
6.1.14 Skutečné a optimální otáčky šnekovnice $n_{sk}$ , $n_{op}$ .....	48
6.1.15 Rychlost pohybu materiálové vrstvy $v$ .....	49
6.1.16 Výpočet výkonu elektromotoru $P$ .....	49
6.1.17 Výpočet kroutícího momentu na hřídeli šneku $M_k$ .....	49
6.1.18 Volba elektromotoru a převodovky.....	49
6.1.19 Výpočet axiální síly v ložisku hřídele šnekovnice $F_a$ .....	50
6.1.19.1 Výpočet redukovaného poloměru šneku $R_s$ .....	50
6.1.19.2 Úhel stoupání šnekovnice $\alpha_s$ .....	51
6.1.19.3 Stanovení axiální síly do ložiska $F_a$ .....	51
6.2 VÝPOČET PRŮMĚRU HŘÍDELE ŠNEKOVNICE $D_H$ .....	51
6.3 VÝPOČET DOBY ROZBĚHU DOPRAVNÍKU $T_R$ .....	52
6.3.1 Výpočet momentu setrvačnosti šnekovnice $J_1$ .....	52
6.3.2 Výpočet momentu setrvačnosti jednotlivých částí pohonu $J_2$ .....	52
6.3.3 Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti $J_{red}$ .....	53
6.3.4 Dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot, výpočet doby rozběhu $t_r$ .....	53
6.4 VÝPOČET ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU.....	54
6.4.1 Určení typu řetězového převodu $P_D$ .....	54
6.4.2 Volba počtu zubů řetězových kol $z_{1,2}$ .....	55
6.4.3 Výpočet roztečných průměrů řetězek $D_f$ .....	56
6.4.4 Pevnostní kontrola řetězu.....	56
6.4.4.1 Kontrola proti přetržení.....	56
6.4.4.2 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu $p_v$ , $p_D$ .....	57
6.4.5 Stanovení počtu článků a délky řetězu $X$ .....	58
6.4.6 Výpočet skutečné osové vzdálenosti řetězu $A_{sk}$ .....	58



<b>7 KONTROLNÍ VÝPOČTY</b>	<b>59</b>
7.1 KONTROLA HŘÍDELE ŠNEKOVNICE	59
7.1.1 Výpočet hřídele šnekovnice na krut $\tau_k$	59
7.1.2 Výpočet hřídele šnekovnice na ohyb $\sigma_o$	59
7.1.3 Výpočet ohybového momentu $M_o$ a průřezového modulu v ohybu $W_o$	60
7.1.4 Výpočet redukovaného napětí dle hypotézy HMM	60
7.1.5 Kontrola koeficientu bezpečnosti $k_H$	60
7.2 KONTROLA LOŽISEK	61
7.2.1 Kontrola ložisek šnekovnice	61
7.2.2 Kontrola ložiska otočného mechanismu	63
7.3 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ A STŘIH	64
7.3.1 Dovolené napětí v krutu hřídele $\tau_k$	64
7.3.2 Kroutící moment přenášený spojem $M_k$	64
7.3.3 Návrh průměru a délky hřídele ve spoji $d_s$	65
7.3.4 Návrh a výpočet pera ČSN 02 2562	65
7.3.5 Kontrola tlaku a délky pera $l'$	66
7.3.5.1 Výpočet síly $F_{2p}$	66
7.3.5.2 Výpočet potřebné délky pera $l_p$	66
7.3.6 Kontrola tlaku $p_1$	66
7.3.6.1 Stanovení síly $F_{1p}$	67
<b>8. VÝPOČET POHONU OTOČNÉHO MECHANISMU VYNAŠEČE</b>	<b>68</b>
8.1 URČENÍ VELIKOSTI TLAČNÉ SÍLY	68
8.1.1 Stanovení normálové síly $N$	68
8.2 VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU $P_o$	69
8.3 VÝPOČET OZUBENÍ	69
8.4 NÁVRH POHONU OTOČNÉHO MECHANISMU	72
<b>9. TECHNICKÝ POPIS</b>	<b>73</b>
<b>10. ZÁVĚR</b>	<b>74</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b>	<b>75</b>
<b>SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE</b>	<b>76</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>76</b>

## Seznam použitého značení

$A$	osová vzdálenost řetězek	[m]
$A_{sk}$	skutečná osová vzdálenost řetězek	[m]
$B_0$	šířka zasypaného prostoru šneku	[m]
$D$	průměr šnekovnice	[m]
$D_L$	vnější průměr ložiska	[m]
$D_o$	průměr kužele otočného mechanismu	[m]
$D_{sil}$	průměr zásobníku	[m]
$D_t$	roztečných průměrů řetězek	[m]
$F_1$	Jansenova síla ve výpusti	[N]
$F_{1,2r}$	síly působící na pero	[N]
$F_{1r}$	výsledný tah v řetězu	[N]
$F_2$	vertikální Jansenova síla na šnek	[N]
$F_a$	axiální síly do ložiska	[N]
$F_{a1}$	axiální síla na ložiska šnekovnice	[N]
$F_c$	tahová složka od odstředivé síly	[N]
$F_m$	tahová složka od tíhy volné, dolní větve řetězu	[N]
$F_o$	obvodová síla v řetězu	[N]
$F_{Pt}$	síla při přetržení řetězu	[N]
$F_r$	radiální síla na šnekovnici	[N]
$F_{r1}$	radiální síla na ložiska šnekovnice	[N]
$J_m$	moment setrvačnosti motoru	[kg/m <sup>-2</sup> ]
$J_p$	moment setrvačnosti převodovky	[kg/m <sup>-2</sup> ]
$J_{red}$	redukovaný moment setrvačnosti	[kg/m <sup>-2</sup> ]
$J_1$	moment setrvačnosti šnekovnice	[kg/m <sup>-2</sup> ]
$J_2$	moment setrvačnosti jednotlivých částí pohonu	[kg/m <sup>-2</sup> ]
$K_1$	odpor z tření materiálu po šneku	[N]
$K_2$	odporu z trhání materiálu ve výpusti	[N]
$K_3$	odporu z trhání materiálové vrstvy po stranách šnekovnice	[N]
$K$	celkový odpor proti pohybu materiálu	[N]
$L_0$	délka zasypaného prostoru šnekovnice	[m]
$L_{10h}$	výsledná životnost ložisek šnekovnice	[hod <sup>-1</sup> ]

$L_{10ha}$	výsledná životnost ložiska otočného mechanismu	[hod <sup>-1</sup> ]
$L$	délka dopravní trasy	[m]
$L_r$	délka řetězu	[m]
$L'_h$	požadovaná životnost ložisek	[hod <sup>-1</sup> ]
$M_k$	kroutící moment na hřídeli šnekovnice	[N/m <sup>-1</sup> ]
$M_{kp}$	maximální kroutící moment na hřídeli převodovky	[N/m <sup>-1</sup> ]
$M_o$	ohybový moment hřídele šnekovnice	[N/m <sup>-1</sup> ]
$M_{omot}$	kroutící moment na výstupu z převodovky	[N/m <sup>-1</sup> ]
$M_{ot}$	moment potřebný k překonání odporu materiálu	[N/m <sup>-1</sup> ]
$M_p$	kroutící moment na výstupu z převodovky	[N/m <sup>-1</sup> ]
$N$	normálová síla od tlačení materiálu	[N]
$P$	potřebný výkon elektromotoru	[kW]
$P_D$	typ řetězového převodu	[kW]
$P_m$	výkon motoru při maximálním zatížení	[kW]
$P_o$	potřebný výkon motoru otočného mechanismu	[kW]
$P_{omot}$	výkon motoru při maximálním zatížení	[kW]
$Q$	dopravní výkon	[t/h]
$R$	hydraulický poloměr	[m]
$R_{e11523}$	mez kluzu materiálu hřídele	[Pa]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_m$	mez pevnosti v tahu	[MPa]
$R_p$	poloměr zaoblení pera	[mm]
$R_s$	redukovaného poloměru šneku	[m]
$S$	průřez šneku	[m]
$S'$	plocha zasypaného prostoru šneku	[m <sup>2</sup> ]
$S_r$	plocha kloubu řetězu	[mm <sup>2</sup> ]
$T$	tečná síla od tlačení materiálu	[N]
$V_{mat}$	objem materiálu tlačného šnekem	[m <sup>3</sup> ]
$W_k$	průřezový modul v krutu	[m <sup>3</sup> ]
$W_o$	průřezový modul v ohybu	[m <sup>3</sup> ]
$X$	počet článků řetězu	[-]
$Y$	činitel rázů	[-]
$a$	rozměr zasypaného prostoru	[m]

$b$	rozměr zasypaného prostoru	[m]
$b_p$	šířka pera	[mm]
$c$	opravný koeficient zahrnující vliv pohybu zrn	[-]
$d'$	předběžný průměr šnekovnice	[m]
$d_s$	skutečný průměr náboje ložisek	[mm]
$d_h$	vnější průměru hřídele šnekovnice	[m]
$d_{h1}$	vnitřní průměr hřídele šnekovnice	[m]
$f_e$	součinitel vnitřního tření mezi pilinami	[-]
$f_{wN}$	součinitel vnějšího tření mezi pilinami a nerezovým plechem	[-]
$g$	tíhové zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	stoupání šnekovnice	[m]
$h_p$	výška pera	[mm]
$h_z$	výška zásobníku	[m]
$i_{spv}$	převodový poměr převodovky	[-]
$k_0$	koeficient závěsu	[-]
$k$	koeficient sypnosti	[-]
$k_D$	součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
$k_d$	dynamický koeficient	[-]
$k_e$	bezpečnost pro mez kluzu v tahu	[-]
$k_H$	minimální bezpečnostní koeficient zatížení hřídele	[-]
$k_H'$	bezpečnostní koeficient zatížení hřídele	[-]
$k_h$	součinitel bezpečnosti	[-]
$k_S$	součinitel statické bezpečnosti	[-]
$l$	vzdálenost mezi ložiskem a koncem hřídele	[m]
$l_p$	délka pera	[mm]
$m_1$	hmotnost jednoho metru řetězu	[kg]
$m_{red}$	redukovaná hmotnost šnekovnice	[kg]
$m_n$	normální modul	[-]
$n_{kr}$	kritické otáčky šnekovnice	[ot/s]
$m_{mat}$	hmotnost materiálu tlačného šnekem	[kg]
$m_{omot}$	hmotnost pohonu otočného mechanismu	[kg]
$n_o$	otáčky otočného mechanismu	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{omot}$	otáčky na výstupu z převodovky	[min <sup>-1</sup> ]

$n_{op}$	optimální otáčky šnekovnice	[ot/s]
$n_p$	otáčky na výstupu z převodovky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{pr}$	počet per	[-]
$n_{sk}$	skutečné otáčky šnekovnice	[ot/s]
$p_1$	skutečný tlak na pero	[MPa]
$p$	směrný tlak v kloubu	[MPa]
$p_D$	dovolený měrný tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$p_{Dp}$	dovolený tlak na pero	[MPa]
$p_v$	skutečný měrný tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$t$	rozteč článků řetězu	[mm]
$t_r$	doba rozběhu dopravníku	[s <sup>-1</sup> ]
$t_p$	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
$t_1$	hloubka drážky v náboji	[mm]
$v$	rychlost pohybu materiálové vrstvy	[m/s]
$v_r$	rychlost řetězu	[m/s]
$w$	celkový součinitel odporu	[-]
$z_1$	počet zubů řetězky na hřídeli šnekovnice	[-]
$z_2$	počet zubů řetězky na hřídeli převodovky	[-]
$\alpha_s$	úhel stoupání šnekovnice	[°]
$\chi$	činitel výkonu	[-]
$\gamma_s$	sypná tíha	[N/m <sup>3</sup> ]
$\eta_c$	účinnost elektromotoru	[-]
$\varphi$	činitel provedení řetězu	[-]
$\varphi_e$	efektivní úhel vnitřního tření mezi pilinami	[°]
$\varphi_{wN}$	úhel vnějšího tření pilin o nerezový plech	[°]
$\varphi_{wP}$	úhel vnějšího tření pilin o plast	[°]
$\varphi_{wpl}$	úhel vnějšího tření pilin o ocelový plech	[°]
$\varphi_{wS}$	úhel vnějšího tření pilin o smaltovaný povrch	[°]
$\lambda$	činitel tření	[-]
$\mu$	činitel mazání	[-]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho_s$	sypná hmotnost	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_o$	ohybové napětí působící na šnekovnici	[Pa]

$\sigma_{\text{red}}$	redukované napětí podle hypotézy HMM	[Pa]
$\tau_k$	krut hřídele šnekovnice	[Pa]
$\tau_0$	počáteční soudržné napětí	[Pa]
$\omega$	úhlová rychlost otočného mechanismu	[rad/s <sup>-1</sup> ]

## **1. Úvod**

Tato diplomová práce se zabývá možnými řešeními vynášení materiálu (biomasy) ze zásobníků. Zařízení by mělo odebírat materiál z válcového zásobníku s plochým dnem. Nejčastěji používaným principem je vynášení materiálu směrem od obvodu zásobníku do osy, kde je otvor, kterým materiál propadá. Již v tuto chvíli se mi jeví jako nejfunkčnější řešení využití šnekového dopravníku, proto se v rešerši zaměřím na toto téma. Vynášeným materiálem bude dřevní štěpka, peletky nebo jiná biomasa.

## **2. Dopravovaný materiál**

Biomasa:

Je souhrn látek tvořících těla všech živých organismů, jak rostlin, tak i živočichů. Tímto pojmem často označujeme rostlinnou biomasu využitelnou pro energetické účely. Energie má svůj prapůvod ve slunečním záření a fotosyntéze, proto se jedná o obnovitelný zdroj energie.

Celková hmotnost biomasy je obvykle stanovena vážením, popřípadě též odhadem z objemu nebo délky. U čerstvě naložených organismů je stanovena živá nebo čerstvá biomasa. Přesnější je stanovení biomasy suché (sušiny) a sušiny bez popelovin. Energetická hodnota biomasy je stanovena buď spálením v joulmetru, nebo na základě podílu proteinů, cukrů a tuků.

Ekologie bývá definována jako biomasa celkové hmoty jedinců určitého druhu, skupiny druhů nebo všech druhů společenstva na určité ploše. U rostlin se vyjadřuje v hmotnosti sušiny, u živočichů také v čerstvé hmotnosti (v joulech, dříve i v kaloriích, obsahu uhlíku ap.). U půdních a vodních organismů může být vztažena také k celkovému objemu (litr,  $\text{cm}^3$ ,  $\text{m}^3$ ). U rostlin je rozlišována biomasa podzemní nebo nadzemní, biomasa živá nebo mrtvá (stařina).

## 2.1 Biopalivo

Biopalivo vzniká cílenou výrobou či přípravou z biomasy a představuje jedno z možných způsobů jejího využití, lze ji použít jako surovinu pro výstavbu, nábytek, balení, pro výrobky z papíru aj.

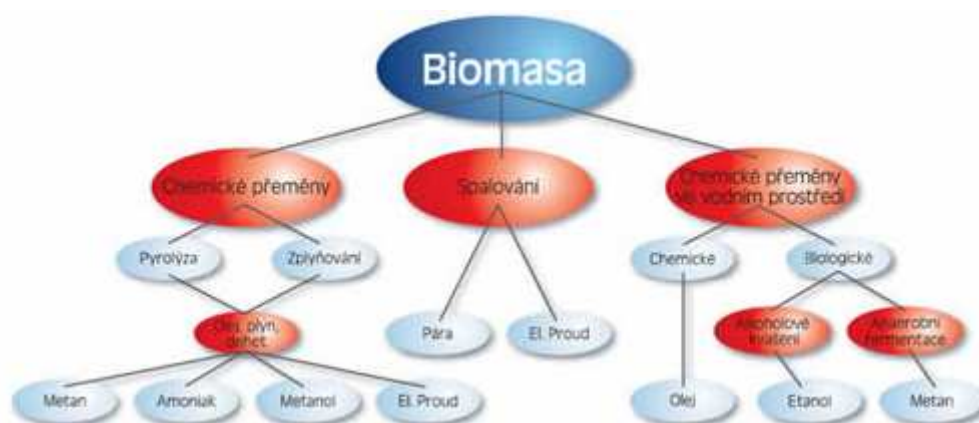
Rozdělení biopaliv:

- tuhá biopaliva
- kapalná biopaliva
- plynná biopaliva

V současnosti je chemická energie z biopaliv uvolňována hlavně jejich spalováním. Jsou vyvíjeny jiné účinnější metody pro jejich využití k výrobě elektřiny pomocí palivových článků. Biopaliva pokrývají 15% celkové světové spotřeby energie, především v zemích Třetího světa, kde slouží převážně k vaření a vytápění domácností, ale relativně vysoký podíl mají biopaliva i ve Švédsku a Finsku (17% a 19%).

Zda a případně o kolik biopaliva snižují produkci skleníkových plynů, stále zůstává předmětem sporů. Biopaliva uhlíkově neutrální nejsou - už jenom proto, že k účinnému růstu rostlin je potřeba hnojivo, rostliny je třeba nějak sklídit, přetransformovat na biopaliva a přemístit do nádrží.

K výrobě biopaliva lze použít i vodní řasy.



Obr. č. 2.1 Možnosti využití a přehled technologií [19]



Důležité je zhodnocování dřevního odpadu, který je na rozdíl od jiných druhů odpadů vzácný hlavně pro svůj vysoký energetický obsah. Velké množství dřevního odpadu, které každodenně vyprodukuje zvláště dřevozpracující a stavební průmysl, je výbornou surovinou pro výrobu alternativních biopaliv, jako jsou brikety a pelety.

## **2.2 Biomasa a výhody biopaliv**

Biomasa rozumíme materiály rostlinného i živočišného původu, které jsou průmyslově a energeticky využitelné. To jsou nejen pěstované rostliny, ale i druhotné suroviny vznikající při pěstování či odpadky. Protože jde o domácí zdroj energie, výhodou je, že ho není třeba dovážet a jeho cena nezávisí na monopolním dodavateli nebo na vývoji na mezinárodním trhu. Peníze zůstávají na regionální úrovni, to znamená povzbuzení místní ekonomiky, vytváření nových pracovních příležitostí a v konečném důsledku impuls k rozvoji venkova. Biomasa je CO<sub>2</sub> neutrální, což znamená, že při růstu spotřebuje tolik CO<sub>2</sub>, kolik ho při spalování unikne do ovzduší. Jednoznačnou výhodou biomasy je její využitelnost na výrobu energií. Používá se na výrobu tepla pro technologické účely, na výrobu technologické páry, teplovodní vytápění objektů i na ohřev vzduchu, na sušení v zemědělství. V případě, že bude biomasa účelově a cíleně pěstována, půjde o nevyčerpatelný zdroj energie. V současnosti je nejvíce využívána decentralizovaně, v lokálních otopných zařízeních a malých kotlích domů, v menší míře i ve větších zdrojích – v blokových kotelnách a podobně. Biopaliva (biomasa) jsou nejčastěji zpracovávána ve formě briket, pelet, dřevního odpadu nebo se používají na výrobu bionafty.

Biopaliva by v blízké budoucnosti měla napomáhat omezovat dovoz fosilních paliv a zároveň by měla zvyšovat palivovou soběstačnost. Důležité jsou hlavně pozitivní ekologické aspekty spalování biopaliv. Při jejich využití se odstraňují škodlivé emise oxidu siřičitého a těžké kovy vznikající při spalování hnědého uhlí. Biopaliva řeší i problém s popelnatými odpady z uhelných elektráren. Biomasa se dostává stále více do popředí a se zvyšováním stupně využití pro energetické cíle se může stát perspektivním řešením vytápění pro budoucnost.

Biopaliva se v porovnání k fosilním palivům vyznačují vysokým stupněm okysličení, tj. podílem kyslíku a tím sníženou výhřevností a vysokým podílem při

teplotě přes 200 °C snadno zplyňujících látek – až 80 %. To je základní odlišnost od fosilních paliv, která musí být zohledněna při spalování biopaliv zajištěním dostatečného prostoru v topeništích a za nimi k prohoření vznikajících spalných plynů. Nejvýraznější je rozdíl mezi biopalivy a koksem, který teplo předává především sáláním tepla ze žhnoucího paliva, zatímco radiace u biopaliv chybí a teplo se předává konvekci z vyhořelých spalín.

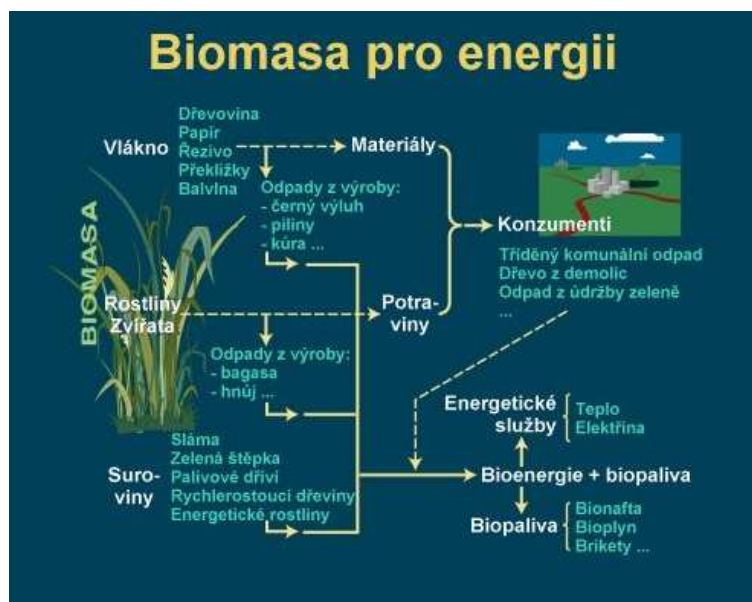
Největší účinnosti při spalování tedy dosáhneme ve speciálních kotlích na biomasu, které umí potenciál biomasy využít. S využitím dotační politiky na pořízení kotle na biomasu, porovnání nákladů na vytápění s fosilními palivy, se jeví tato možnost pro vytápění a ohřev vody jako velice zajímavá.

Pro energetické účely se využívá buď cíleně pěstovaných rostlin nebo odpadů ze zemědělské, potravinářské nebo lesní produkce.

### **2.2.1 Odpadní biomasa**

- Rostlinné odpady ze zemědělské prvovýroby a údržby krajiny - řepková a kukuřičná sláma, obilná sláma, seno, zbytky po likvidaci křovin a náletových dřevin, odpady ze sadů a vinic, odpady z údržby zeleně a travnatých ploch
- Lesní odpady (dendromasa) - po těžbě dříví zůstává v lese určitá část stromové hmoty nevyužita (pařezy, kořeny, kůra, vršky stromů, větve, šišky a dendromasa z prvních probírek a prořezávek)
- Organické odpady z průmyslových výrob - spalitelné odpady z dřevařských provozoven (odřezky, piliny, hobliny, kůra), odpady z provozů na zpracování a skladování rostlinné produkce (cukrovary), odpady z jatek, mlékáren, lihovarů, konzerváren
- Odpady ze živočišné výroby - hnůj, kejda, zbytky krmiv, atd.
- Komunální organické odpady - kaly, organický tuhý komunální odpad (TKO).

## 2.2.2 Biomasa záměrně produkovaná k energetickým účelům



Obr. č. 2.2 Využití biomasy k energetickým účelům [16]

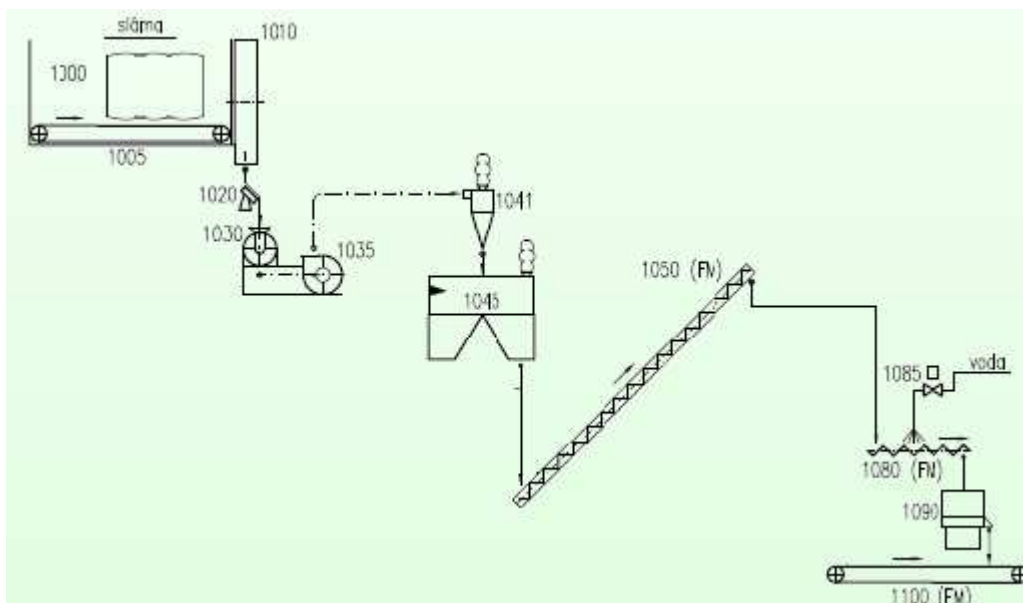
- Dřeviny (vrby, topoly, olše, akáty)
- Obiloviny (celé rostliny)
- Travní porosty (sloní tráva, chřastice, trvalé travní porosty)
- Ostatní rostliny (konopí seté, čirok, křídlatka, šťovík krmný, sléz topolovka)
- Olejnaté - řepka olejná, slunečnice, len, dýně na semeno
- Škrobo-cukernaté - brambory, cukrová řepa, obilí (zrno), topinambur, cukrová třtina, kukuřice.

Energie biomasy, jež je ve své podstatě solární energií pohlcenou rostlinami díky procesu fotosyntézy, je tradičním energetickým zdrojem většiny lidstva. Může být využita jakožto rostlinný materiál přímo z pole nebo nepřímo jako odpad z průmyslu a z domácností. Ve výhledu do budoucnosti je biomasa mezi nefosilními energetickými technologiemi jediným zdrojem, jenž může být využit, nebo jednoduše přeměněn na palivo pro dopravu, výrobu elektřiny a pro ohřev.

Technologie spalování biomasy je již dnes konkurenceschopná vůči ropě v těch odlehlých oblastech, kde jsou dostupné zbytky dřevin a mohou být spáleny v malých decentralizovaných elektrárnách a dále je konkurenceschopná vůči ropě a plynu v příměstských oblastech, kde spalování odpadů šetří náklady na jejich dopravu a

odstranění formou skládkování. VaV této technologie by měl být částečně podporován ze strany EU obvyklými ekonomickými nástroji.

### 2.2.3 Technologie na zpracování biomasy



Obr. č. 2.3 Schéma linky pro zpracování biomasy [19]

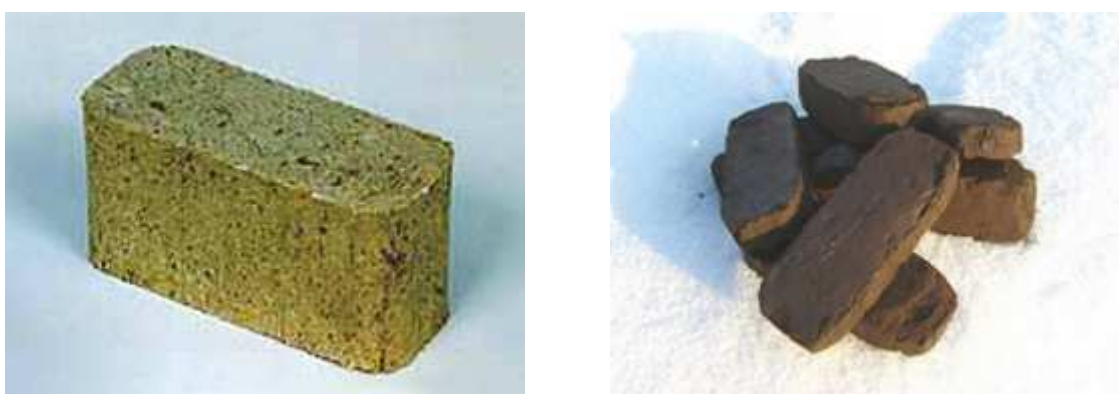
### Linka na zpracování slámy, jeden lis pelet, bez chlazení a expedice

Tab.: 2.1 Základní parametry linky na zpracování biomasy [19]

Napájení	400/230V, 50Hz
Výkon P	152 kW
<b>Pitná voda:</b>	
Přípojka	G1/2“, 3 – 7 bar

## 2.3 Brikety

Briketování je nejrozšířenější a nejstarší technologií zhutňování. Produktem jsou brikety válcového, n-úhelníkového nebo kvádrového tvaru. Tvar a kvalita brikety úzce souvisí s použitou technologií výroby. Vzhledem ke své velikosti nejsou brikety vhodné pro automatizované spalování, avšak lehko vzplanou, hoří stabilním plamenem a bez kouře až 90 minut. Jejich hustota je až  $1,4 \text{ kg/dm}^3$  a výhřevnost  $18 \text{ MJ/kg}$ , takže převyšují výhřevnost hnědého uhlí. Jsou vhodné téměř do všech typů kotlů, krbů a kamen na tuhé palivo. Navíc se dají použít i na opékání a grilování.



Obr. č. 2.4 Brikety [18]

## 2.4 Pelety

Vyrábějí se ve speciálních lisech. Vznikají za vysokého tlaku protlačováním dřevních pilin válcovou nebo kruhovou maticí s množstvím otvorů a vzápětí jsou odřezávány na požadovanou délku. Mají válcový tvar s průměrem 4 až 20 mm a délkou 5 až 30 mm, sytnou hustotu 600 až  $800 \text{ kg/m}^3$ . Vyrábějí se výhradně z organického materiálu – biomasy (z čistých pilin a hoblin, bez přídavku chemických látek). Jako pojivo tu působí lignin obsažený v samotném dřevu, který se při vysokých teplotách způsobených vlivem tření dostává do plastického stavu.

Pelety mají některé vlastnosti volně sypaných materiálů, dají se transportovat pneumaticky a vzhledem k jejich velikosti a tvaru je možné je dopravovat šnekovými dopravníky.

Díky své homogenitě hoří stabilním a plynulým plamenem asi 10 až 20 minut. Popel se dá vzhledem k obsahu dusíku, vápníku, hořčíku, hydroxidu draselného a jiných stopových prvků využít jako minerální hnojivo. Spalování tohoto paliva probíhá s

minimálními negativními ekologickými dopady. Výhodou je i nízký obsah vody, nízké nároky na skladovací prostory, vysoká výhřevnost, perspektivnost. Nevýhodou jsou vysoké investiční náklady na spalovací zařízení a vysoké požadavky na dodržení technologické disciplíny.

#### Automatizace procesu spalování:

Jestliže chceme, aby biomasa úspěšně konkurovala klasickým palivům, musí kromě ceny nabízet i vysoký komfort. Jedním z požadavků je plně automatizovat proces spalování. Velikost a tvar výlisku musí umožňovat jeho bezproblémový transport do spalovacího prostoru. Používaný dopravní systém nejvíc ovlivňuje podobu výlisku. Dnešní spalovací kotle využívají převážně šnekové, pístové dopravníky a rošty.

V současnosti probíhá v této oblasti výzkum, který je rozdělen do tří směrů:

- jsou optimalizovány tvarové, rozměrové a termické vlastnosti výlisků
- probíhá vývoj nových konstrukcí zhutňovacích strojů
- hledají se nové druhy materiálů.

Cílem první části výzkumu je hledání optimálního tvaru, rozměru, vlhkosti a hustoty budoucího výlisku. Kombinací parametrů je možno dosáhnout požadované pevnosti výlisku, dobrých tvarových vlastností z hlediska dopravy a kvality spalování, vhodného poměru povrchu k objemu a současně ostrých hran, které jsou důležité pro počáteční zapálení výlisku. Vývoj nových konstrukcí se zaměřuje na výhody využití součástek v dvoukomorovém briketovacím lisu, které jsou téměř identické s jednokomorovým lisem. Tímto řešením se výkon zdvojnásobuje, ale příkon je jen o 75 % vyšší. Multifunkční koncepce briketovacího lisu umožňuje výměnou skupiny součástek zabezpečit výrobu briket i pelet na jednom stroji.

Nová, progresivní konstrukce peletovacího stroje je založena na optimálních tvarových poměrech mezi koulí a válcem. I v oblasti materiálů se výzkum zaměřuje na využití nových zdrojů. K novým materiálům patří řepka, slunečnice, kaučuk, sláma, rašelina, kal z čistíren odpadních vod a chvojí.



Obr. 2.5 Sláma [20]



Obr. 2.6 Rašelina [20]



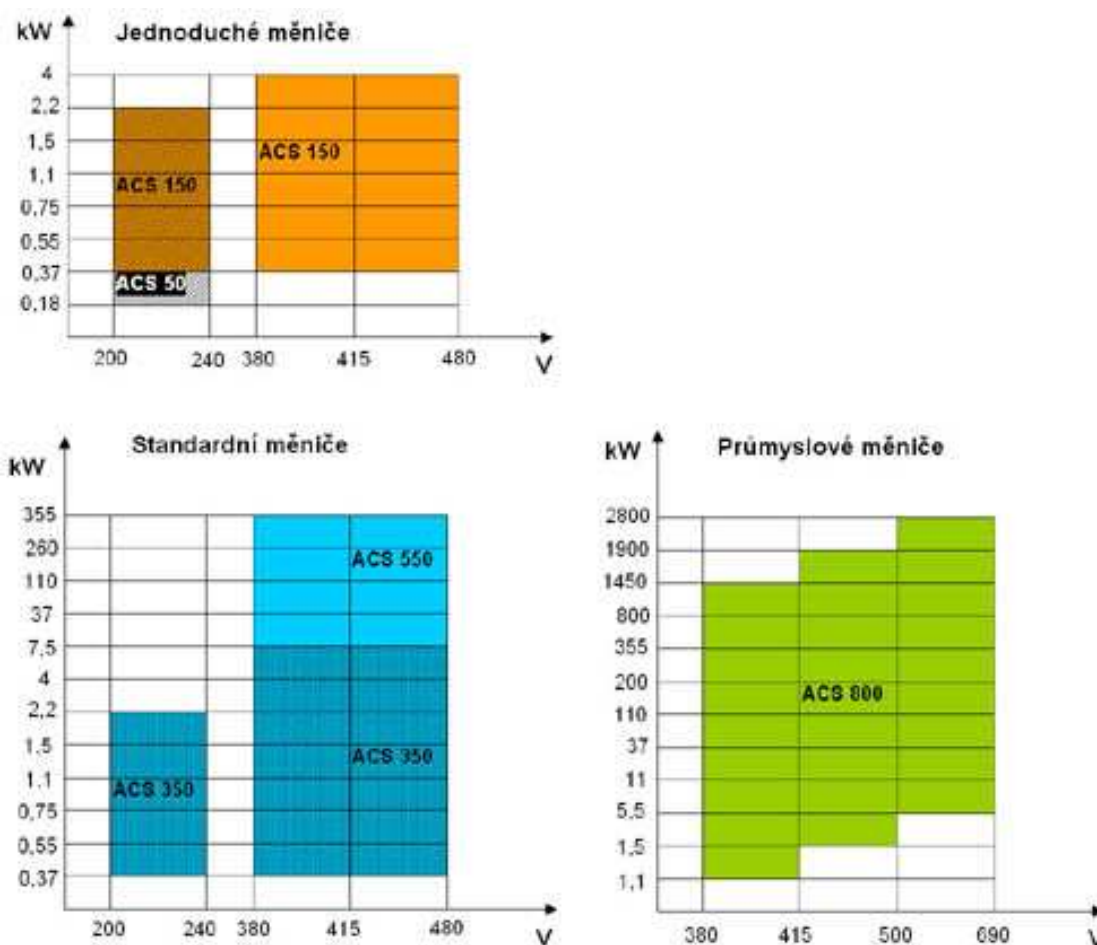
Obr. 2.7 Chvojí [20]



Obr. 2.8 Kal z čistírny odpadních vod [20]

## 2.5 Frekvenční měniče

Jednou z možných alternativ řízení výkonu elektromotorů je frekvenční měnič, určený pro střídavé sítě. Jejich uplatnění je všestranné. Od jednoduchých aplikací s výkony pohybujícími se ve stovkách Wattů až po aplikace s výkony v řádu jednotek MW. Těmito aplikacemi mohou být např. pohony ventilátorů, čerpadel, dopravníků, navíječek, zdvihacích zařízení, odstředivek či kompresorů.



Obr. č. 2.9 Porovnávání regulovaných výkonů u jednotlivých měničů [23]

Je zřejmé, že rozsah regulovaných výkonů frekvenčními měniči je obrovský, nejmarkantnějších rozdílů dosahují průmyslové měniče. Např. model firmy ABB ACS 800 umí regulovat výkon v rozsahu 1,5 kW ÷ 2,8 MW, viz Obr. 2.9.



### **3. Možnosti vynášení materiálu ze zásobníků s plochým dnem**

#### **3.1 Propouštěcí stroj typu CTX**

Jedná se o zařízení vhodné k vynášení materiálů ze sil, ve kterých se skladují lepkavé materiály, nebo materiály soudržné se špatnými tokovými vlastnostmi. Může to být jíla, železo nebo FGD- sádra, mokrá vápenec, uhlí aj. Jedná se o zařízení, podobné stroji, který se využívá pro vyprazdňování štěrbinových zásobníků.

Vynášecí proces koná logaritmicky křivočará ruka, která svým otáčením nahrnuje materiál směrem k ose celého zařízení a tím propouští materiál do centrálního otvoru, kde propadá a dopravuje se dále. Točivá (logaritmicky křivočará) ruka tak může odvádět materiál z celého sloupce kompaktního materiálu se simultánním podmíláním obvodové stěny sila, k tomu, aby bylo zabráněno propagaci kompaktního materiálu a nečinných zón. V ose sila je umístěn válcový kužel, ten má za úkol odvádět materiál od osy zásobníku k jeho válcové části, uložení vynášecí ruky a zabraňuje samovolnému propadu materiálu.

Průměr sila a rozměry vnitřního kužele se určují tokovými charakteristickými rysy kompaktního materiálu. V závislosti na tokových charakteristických rysech, může být kužel jeden nebo mohou být dva, stejně tak může být posuvný v ose. Pro změnu průtokového množství může být CENTREX™ vybaven servomotorem s řízením frekvence. Celé zařízení pracuje na principu "první dovnitř / první ven", tzn. že je nejdříve vynášena vrstva materiálu, která je do sila naskladněna jako první.



Obr. č. 3.1 Celkový pohled [14]



Obr. č. 3.2 Pohled shora [14]



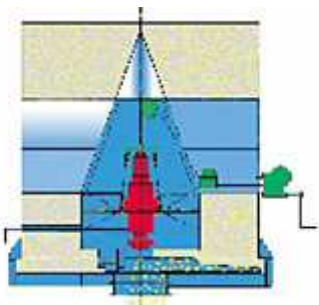
Obr. č. 3.3 Logaritmicky zahnutá ruka [14]

CENTREX™ s vnitřním pohonem je odolný vůči nárazům, tlaku a vodě. Z toho důvodu může být tento systém použit pro zásobování mlýnů, sušiček, pecí a stejně tak i k likvidaci kalu a usazenin zádržné nádrže. Toto zařízení je také vhodné pro použití v sílech, ve kterých se uskladňují materiály, které mohou obsahovat neutrální plyny nebo toxické látky.

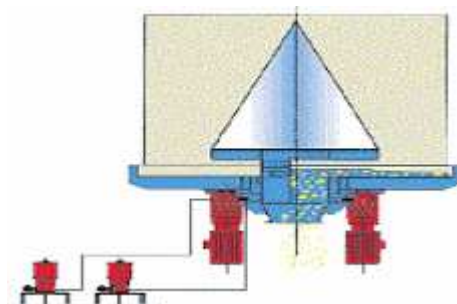
Logaritmicky zformovaná ruka zprostředkovává propuštění kompaktního materiálu radiálně od stěny sila, směrem pod vnitřní kužel, kde je uložena skrz centrálně lokalizovanou výpusť. Ruka zasahuje do spodní vrstvy materiálového sloupce a podemílání materiál u vnější stěny. Tím je zabráněno případnému zasychání materiálu a předejde se tak mrtvým pásmům. Je tak zajištěno nepřetržité snižování celého obsahu zásobníku. Celé zařízení je konstruováno ve třech možných alternativách, ideálních pro řešení instalace do nebo pod existující zásobníky.

Možné alternativy zařízení:

- s externím pohonem a točivým vnitřním kuželem
- s externím pohonem a nehybným vnitřním kuželem
- s vnitřním pohonem



Obr. č. 3.4 Pohon umístěný uvnitř [24]



Obr. č. 3.5 Pohon umístěný vně [24]



Obr. č. 3.6 Vyprazdňování na automobil [14]

### **3.2 Točivý propouštěcí stroj typu BEW**

Zajišťuje spolehlivé propuštění široké škály různých přísad nebo surovin jako jsou:

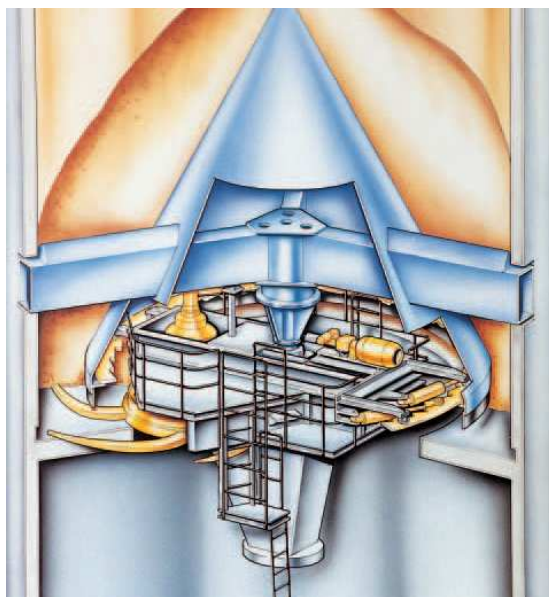
- vápenec
- jíł
- dolomit (kámen)
- uhlí

Jsou vyráběny tři alternativy designu propouštěcího stroje, umožňují přizpůsobení pro různé aplikace: Pro vynášení z podélných zásobníků nebo linkových sil, se využívá plochá a nízká designová varianta profilu, zatímco obíhající stroj je využit pro vynášení materiálu z válcových sil.

Obíhající vynášecí stroj garantuje bezporuchový provoz při vynášení materiálu z ocelového nebo železobetonového sila až do průměru 12 m, nebo může být silo nastaveno kuželovou částí s úklonem 1:10. Toto zařízení rovněž pracuje na principu "první dovnitř / první ven".



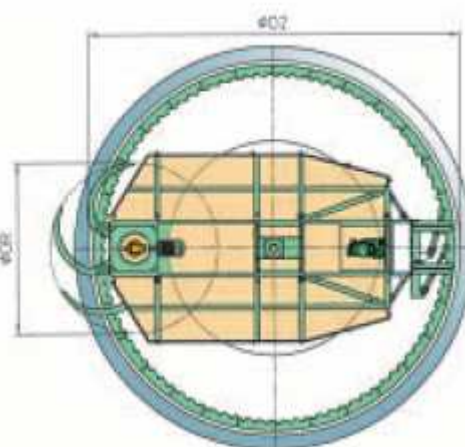
Obr. č. 3.6 Zařízení BEW [15]



Obr. č. 3.7 Schémata zařízení v řezu [25]



Obr. č. 3.8 Vynášecí kolo Ø 4,5 m [15]



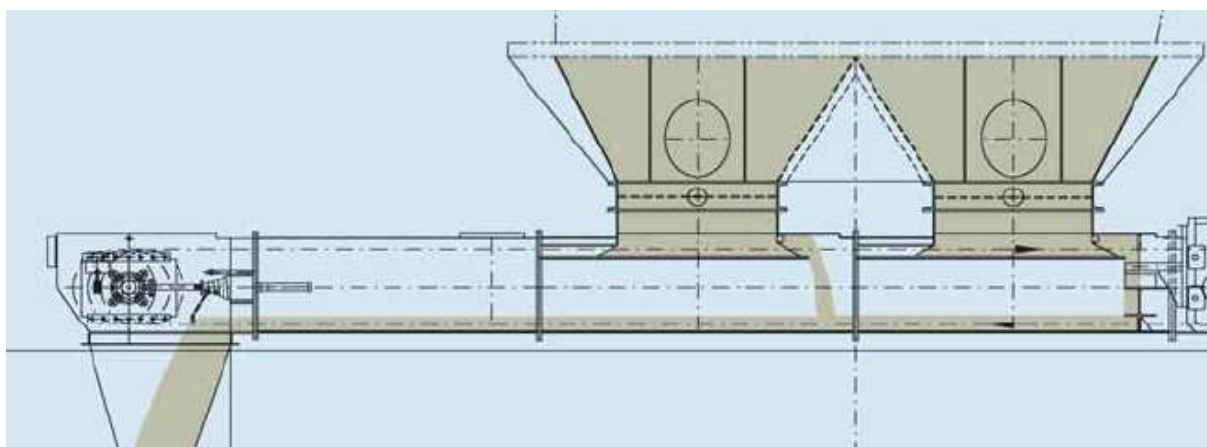
Obr. č. 3.8 Pohled shora [25]

### **3.3 Vynášení materiálu pomocí redlerového dopravníku**

V tomto případě se využívá klasické konstrukce redlerového dopravníku s jedním nebo dvěma řetězy.

Dopravník je umístěn pod zásobníkem, bez horního krytu a materiál, který je v silu umístěn vyhrabává a odvádí pryč. Velkou nevýhodou tohoto způsobu je, že po

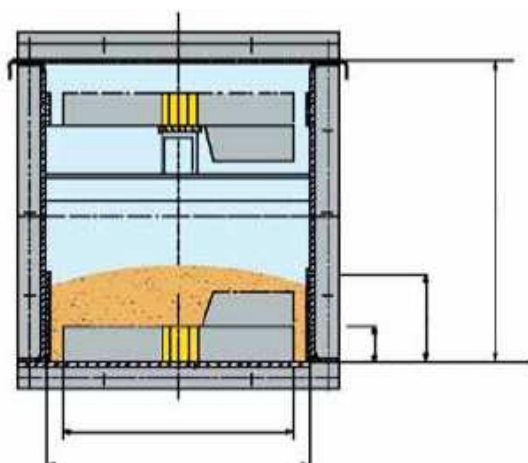
stranách (tam kde dopravník nezasahuje) zůstává nahromaděný materiál, který není možno ze zásobníku dopravníkem vynést.



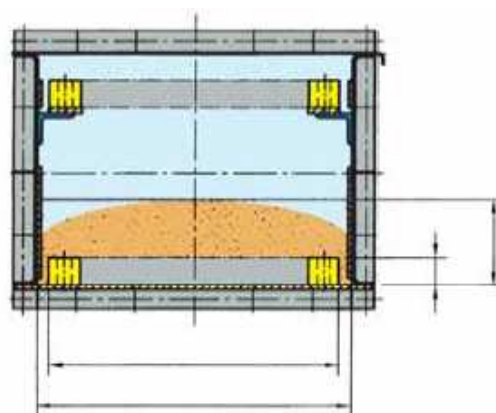
Obr. č. 3.9 Vynášení ze dvou zásobníků [30]



Obr. č. 3.10 Vynašeč bez horního krytu [30]



Obr. č. 3.11 Centrální řetěz [30]



Obr. č. 3.12 Dvojité řetěz [30]



## **4. Šnekové dopravníky**

Šnekové dopravníky slouží k dopravě a dávkování jak sypkých materiálů, tak kašovitých hmot a směsí. Umožňují snadné a účinné vyprazdňování a plnění různých zásobníků, mixérů, kontejnerů a násypky balících strojů, a dále mohou být použity pro mezioperační dopravu.

Dopravu materiálu zajišťuje otáčející se šnekovnice která bývá přivařená na trubce, nebo může být bezosá. Šnekovnice je poháněna převodovkou s elektromotorem, která může být umístěna na začátku nebo na konci dopravníku.

Násypky a výsypy jsou vyráběny dle požadavků zákazníka na různých místech. Konstrukce umožňuje použití více násypných a výsypných míst na jednom dopravníku. Jeden dopravník může zásobovat materiálem více míst.

Dopravník, vybavený el. rozvaděčem a čidly pro hlídání hladiny v násypce, pracuje v automatickém cyklu doplňování nebo vyprazdňování násypky. El. rozvaděč lze doplnit frekvenčním měničem s plynulou regulací dopravního výkonu.

Šnekové dopravníky se používají především k dopravě sypkých a nelepivých materiálů. Šnekové dopravníky jsou osové (na rozdíl od spirálových mají pevnou střední ocelovou osu), lze jimi dopravovat materiály v přímé linii. Slouží hlavně k dopravě obilovin, granulovaných krmiv, šrotů, plastových drtí, pilin a jiných sypkých a nelepivých materiálů. Mohou se také využít k dopravě různých typů materiálu jako např. shrabků nebo odvodněného kalu v rámci procesu čištění odpadních vod.

Dopravník se vyrábí v libovolné délce s různým průměrem šnekovnice od 50 do 610 mm v závislosti na požadované dopravní kapacitě zařízení. K posuvu materiálu žlabem se využívá rozdílného tření mezi materiálem a šnekovnicí (tření je menší) a zároveň jiného tření mezi materiálem a žlabem dopravníku. Slouží pro dopravu materiálu na kratší vzdálenosti, nejčastěji tedy jako podavač.

### **4.1 Rozdělení šnekových dopravníků**

- dopravní – vodorovné, šikmé a svislé
- míchací – jednoduché nebo dvojité

Dále dělíme tyto dopravníky podle provedení šnekovnice na:

- šnekovnice plná



Obr. č. 4.1 Šnekovnice plná [29]

- šnekovnice obvodová



Obr. č. 4.2 Šnekovnice obvodová [31]

- šnekovnice míchací



Obr. č. 4.3 Šnekovnice míchací [30]



- šnekovnice bezosá

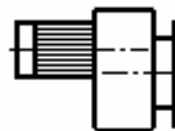


Obr. č. 4.4 Šnekovnice bezosá [30]

Dále se rozdělují podle smyslu otáčení na levé nebo pravé. Ještě je možné je rozdělit na tažné nebo tlačné, podle toho, jakým směrem se pohybuje materiál žlabem vzhledem k umístění pohonu.

## 4.2 Základní části dopravníku

- poháněcí stanice



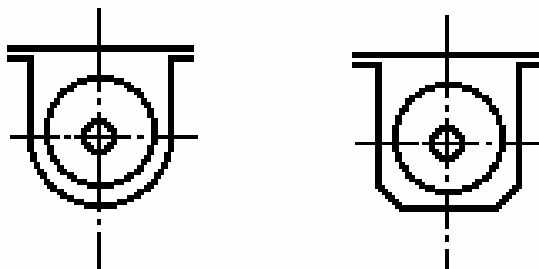
Obr. č. 4.5 Poháněcí stanice [28]

- šnek a hřídel šneku



Obr. č. 4.6 Plná šnekovnice ve žlabu [29]

- žlab dopravníku



Obr. č. 4.7 Žlaby dopravníku [28]

### 4.3 Poháněcí stanice

Nejčastěji používaným pohonem bývá převodový elektromotor, někdy se také využívá elektromotor s frekvenčním měničem. Stanice bývá připevněna přírubou ke žlabu dopravníku, může být také umístěn na konzole nebo může mít samostatný základ. K přenosu hnacího momentu se nejčastěji využívá pružné spojky.



Obr. č. 4.8 Možná uspořádání poháněcí stanice [30]

## 4.4 Šnek

Šnek je složen z hřídele a šnekovnice. Hřídel přenáší točivý moment a může být plný nebo trubkový, ale vždy musí mít čepy pro uložení v ložiscích a na ní je uložena po obvodu šnekovnice.



Obr. č. 4.9 Šnekovnice [30]

## 5. Návrh variant

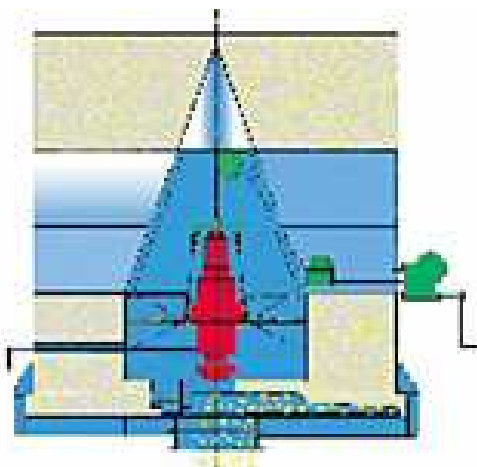
### 5.1 Varianta 1

#### Vynášení materiálu pomocí propouštěcího stroje typu CTX

První možnou variantou by bylo navrhnout zařízení podobné tomuto stroji. Jedná se o logaritmicky zakřivenou ruku, která obíhá okolo osy sila a svou zakřivenou částí nahrnuje materiál do centrálního otvoru.

- Výhody:
- vysoký dopravní výkon
  - nízké opotřebení
  - umístění pohonu v silu nebo mimo něj
  - využití pro velké průměry sil
  - otvor umístěný v ose zásobníku

- Nevýhody:
- rozměry zařízení
  - vysoké investiční náklady



Obr. 5.1 Schéma propouštěcího stroje CTX [24]

## 5.2 Varianta 2

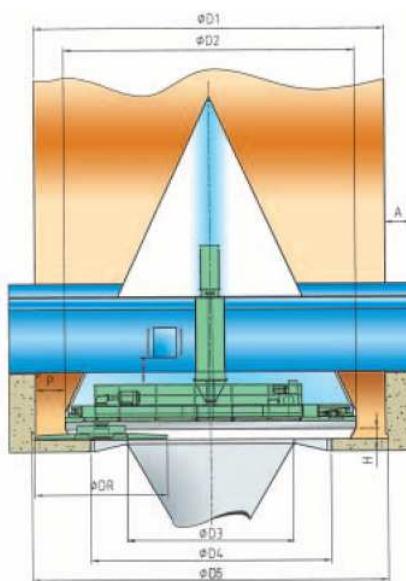
### Vynášení materiálu pomocí točivého propouštěcího stroje typu BEW

V tomto případě se v podstatě jedná propelerovo kolo, které se využívá pro vynášení materiálu ze štěrbinových zásobníků. Toto kolo je uloženo na speciálním oběhovém zařízení.

Kolo by bylo využito podobně jako v předchozím případě k nahrnování materiálu směrem k otvoru, který je umístěn v ose zásobníku.

- Výhody:
- vysoký dopravní výkon
  - nízké opotřebení
  - umístění pohonu v silu
  - otvor umístěný v ose zásobníku

- Nevýhody:
- složitost konstrukce
  - rozměry zařízení
  - vysoké investiční náklady
  - použití pro síla do průměru 8 m



Obr. č. 5.2 Schémata propouštěcího stroje BEW [25]

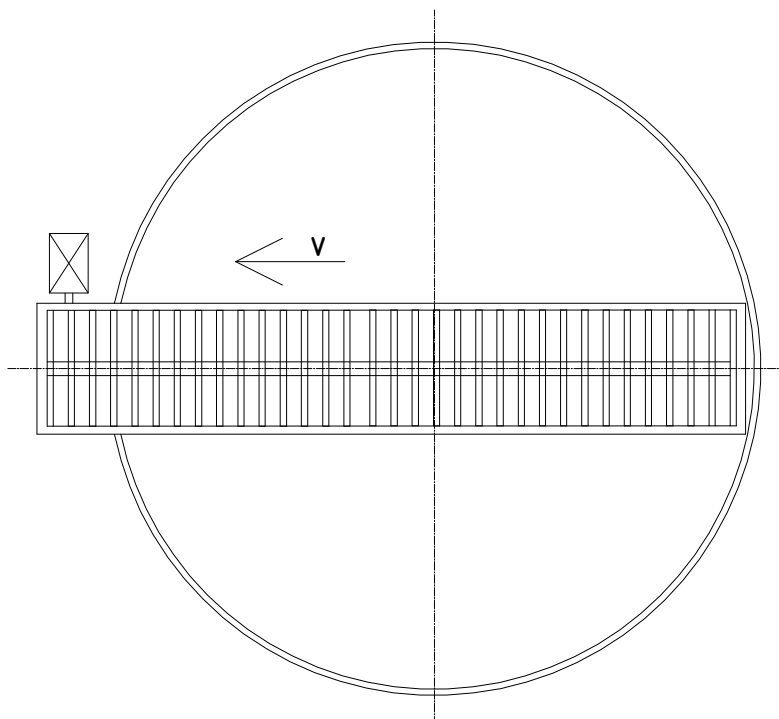
### 5.3 Varianta 3

#### Vynášení materiálu pomocí redlerového dopravníku

Nejjednodušší možností je vložit na dno zásobníku redlerový dopravník, který by byl stabilní a vynášel materiál v jednom směru ze zásobníku.

- Výhody:
- jednoduchost zařízení
  - nízké opotřebení
  - využití pro různé průměry sil
  - umístění pohonu

- Nevýhody:
- vysoké nároky na údržbu
  - utěsnění ložisek
  - úprava dna zásobníku
  - nemožnost úplného vyprázdnění zásobníku



Obr. č. 5.3 Schéma redlerového vynašeče

## **5.4 Varianta 4**

### **Vynášení materiálu pomocí šnekového vynašeče**

Jako nejvhodnější variantu vynášení daného materiálu z válcového zásobníku s plochým dnem jsem zvolil šnek, který bude uložen ve spodní části zásobníku. Šnek bude mít vlastní pohon, který jej bude otáčet kolem vlastní osy. Šnekovnice nebude uložena ve žlabu, ale na zařízení které jej bude otáčet okolo osy zásobníku, přičemž se šnek bude otáčet kolem své vlastní osy. Zařízení tedy bude muset mít dva nezávislé pohony.

Doprava bude realizována směrem k pohonu, kde bude materiál propadávat otvorem ve středu zásobníku k dalšímu zpracování. Šnekovnice bude plná. Aby nedošlo ke znečišťování nebo poškození celého pohonného mechanismu, bude nad ním umístěn ocelový kužel, který bude mít za úkol protrhávat jednotlivé vrstvy materiálu a rozhrnovat je do stran, směrem ke stěně zásobníku.

## **5.5 Vyhodnocení variant**

Vzhledem k marketingovým důvodům, požadavkům zadavatele, vysokým pořizovacím nákladům a složitosti zařízení nevolím variantu 1 a ani variantu 2. Varianta 3 je velice jednoduchá s nižšími pořizovacími náklady než předchozí varianty, ale její velká nevýhoda spočívá v nemožnosti vynést všechny materiál ze zásobníku.

Volím tedy variantu 4. Vhodným návrhem šnekového vynašeče budou odstraněny popsané nedostatky. V následující kapitole jsou uvedené návrhy, jak by se tento způsob vynášení dal realizovat.

### 5.5.1 Předběžný návrh 1

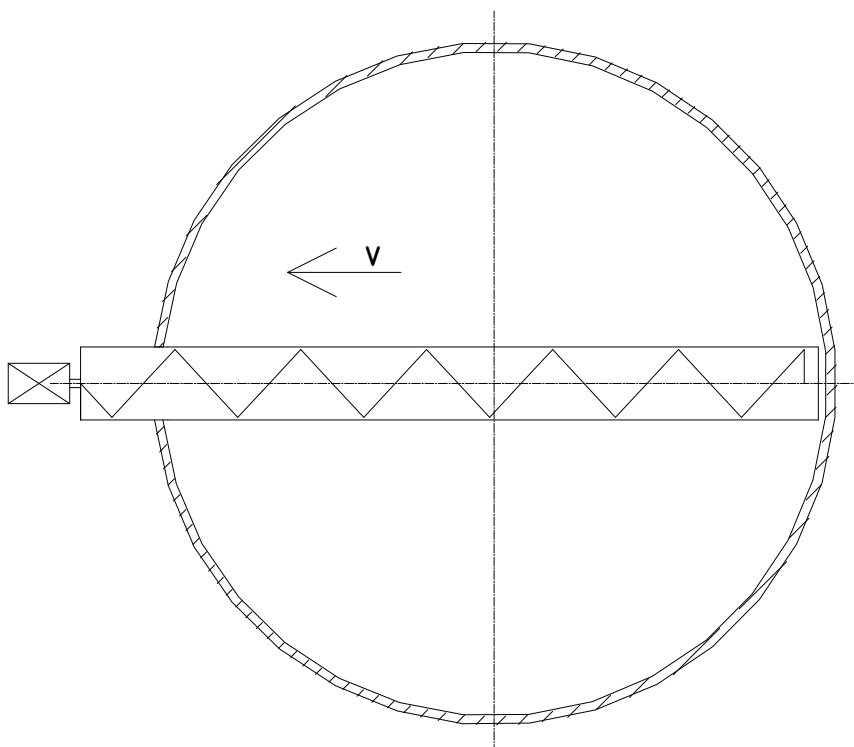
Nejjednodušší možností jak vynést materiál ze zásobníku pomocí stacionárního šnekového vynašeče by bylo vložit na dno zásobníku šnek, který by vyhrabával materiál směrem k výpusti umístěné mimo zásobník. Ovšem podobně jako u varianty 3 by došlo k nemožnosti vynést všechnen materiál ven.

Výhody:

- jednoduchost zařízení
- nízké opotřebení
- využití pro různé průměry sil
- umístění pohonu

Nevýhody:

- vysoké nároky na údržbu
- utěsnění ložisek
- úprava dna zásobníku
- nemožnost úplného vyprázdnění zásobníku
- klenbování materiálu



Obr. č. 5.4 Schéma šnekového vynašeče 1



### 5.5.2 Předběžný návrh 2

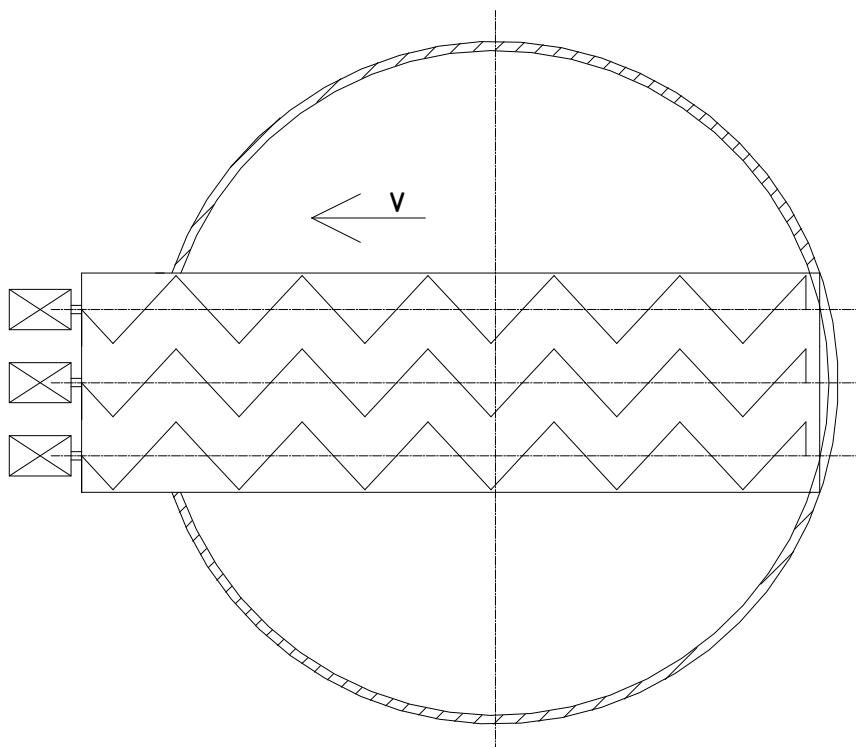
Tento způsob vynášení materiálu ze zásobníku je obdobný předchozímu návrhu, s tím rozdílem že by bylo využito tří stacionárních šnekovnic a tím by se zvýšila velikost obslužného prostoru. Vzhledem k možnému přechování materiálu by bylo nutné navrhnout šnekovnice s různými stoupáními, nebo navrhnout proměnlivé otáčky šnekovnic. Nevýhodou jsou vyšší investiční náklady.

Výhody:

- nízké opotřebení
- využití pro různé průměry sil
- umístění pohonu

Nevýhody:

- vyšší nároky na údržbu
- utěsnění ložisek
- úprava dna zásobníku
- nemožnost úplného vyprázdnění zásobníku
- vyšší investiční náklady
- klenbování materiálu



Obr. č. 5.5 Schéma šnekového vynašeče 2

### 5.5.3 Předběžný návrh 3

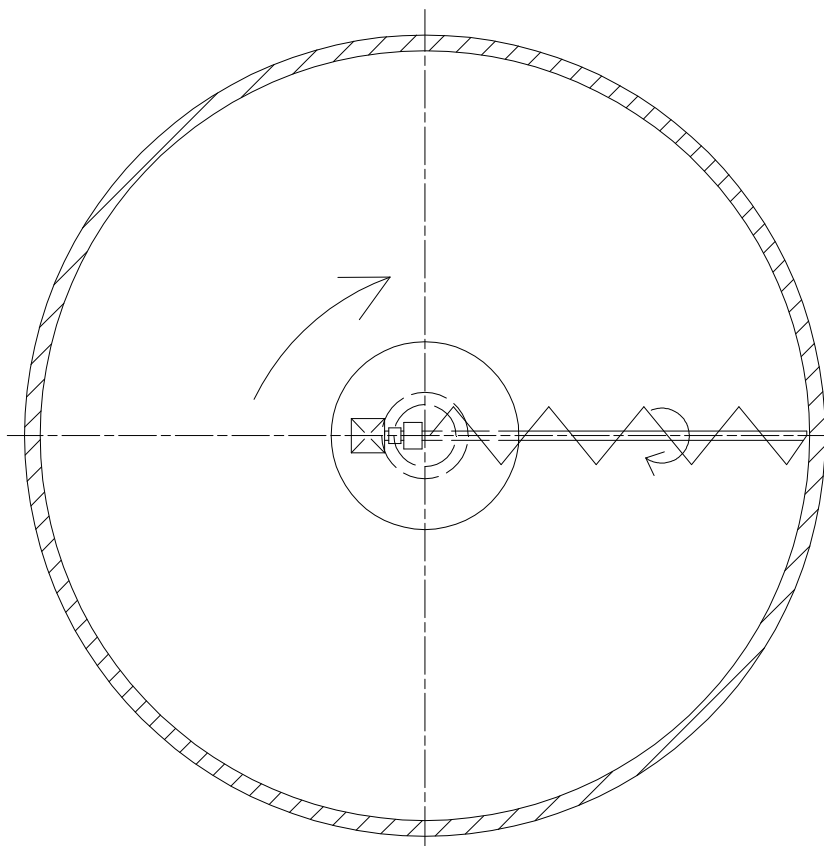
Uložení šnekovnice bude zcela jistě nutné ve dvou ložiscích na straně, kde bude šnekovnice upevněna k otočnému mechanismu, hřídel šnekovnice bude spojena s pohonem přes pružnou spojku. Rozměr kužele by se odvíjel od rozměru celého pohonu z důvodu celého zakrytí ložisek, spojky, převodovky a elektromotoru.

Výhody:

- umístění otvoru téměř v ose zásobníku
- jednoduchá údržba
- využití pro různé průměry sil

Nevýhody:

- vysoké odpory odvíjející se od rozměrů kužele
- umístění pohonu
- utěsnění pohonu a ložisek
- chlazení motoru
- rozměry kužele



Obr. 5.6 Schéma šnekového vynašeče 3

### 5.5.4 Předběžný návrh 3a

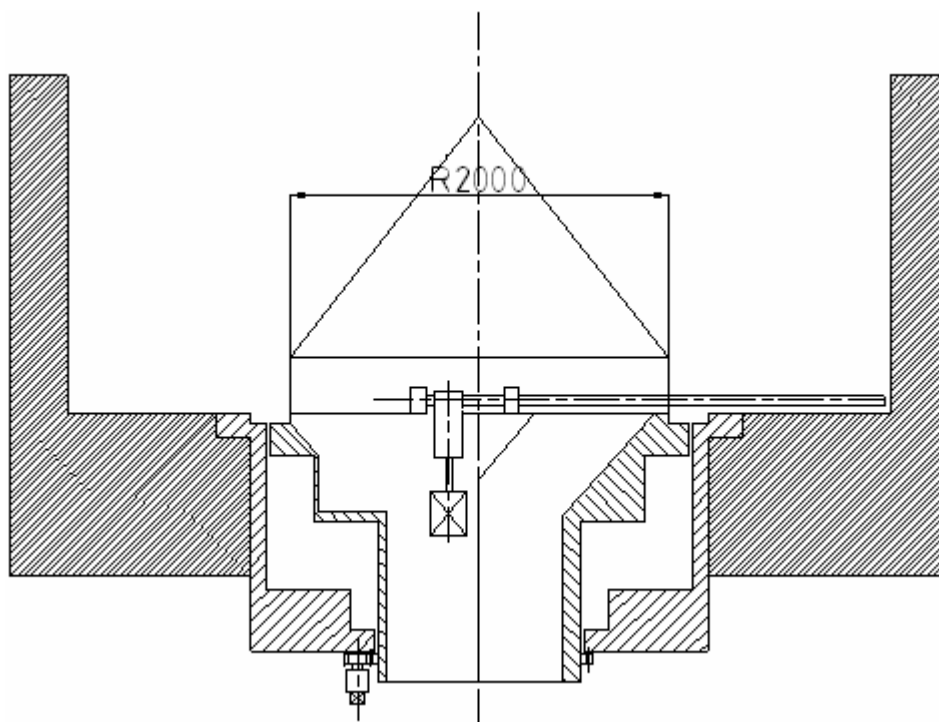
Při využití průchozí kuželočelní převodovky, která by byla umístěna na hřídel šnekovnice mezi dvojicí ložiskových domků by došlo k odstranění nemožnosti chlazení elektromotoru a také k velkému snížení rozměrů celého pohonu a tím i průměru podstavu kužele.

Výhody:

- menší rozměry celého zařízení
- využití pro různé průměry sil

Nevýhody:

- poměrně velké vyosení výpusti
- problematické mazání převodovky
- náročná montáž
- náročná údržba



Obr. 5.7 Schéma šnekového vynašeče 3a

### 5.5.5 Předběžný návrh 3b

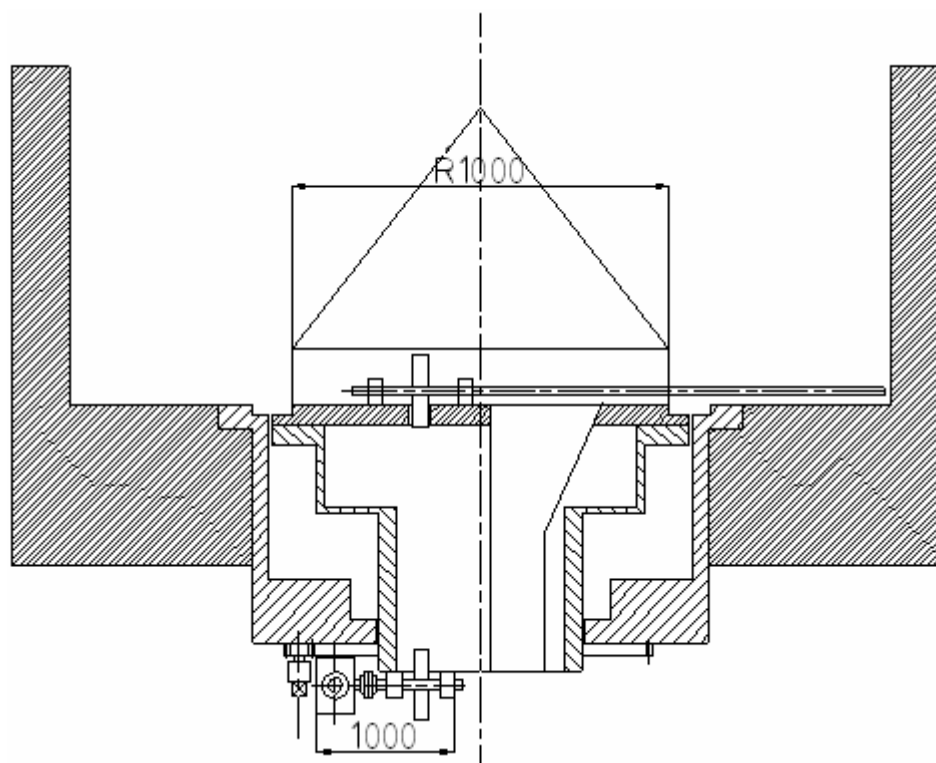
Pro ještě lepší chlazení elektromotoru by bylo vhodnější, upevnit celý pohon do spodní části celého otočného mechanismu a spojit hřídel převodovky s hřídelí šneku pomocí řetězu s převodem 1:1. Mazání řetězu by bylo možné broděním v olejové lázni. Vzhledem k prašnosti by byl celý řetězový převod zakrytován.

Výhody:

- malé rozměry celého zařízení
- využití pro různé průměry sil
- úplné vyprázdnění zásobníku

Nevýhody:

- poměrně velké vyosení výpusti
- pohon přesahující rozměry spodní části otočného mechanismu



Obr. č. 5.8 Schéma šnekového vynašeče 3b

### 5.5.6. Výběr varianty

Z důvodu dispozičního uspořádání navazující technologické části a možnosti využití celkového objemu zásobníku volím variantu 3b.

## 6. Technologické výpočty

### 6.1 Výpočet šnekového podavače

Výpočet šnekového vynašeče bude směřován k dopravě pilin. Využiji tedy mechanicko-fyzikálních vlastností tohoto materiálu. Hodnoty byly naměřeny v Laboratoři sypných hmot.

Tab. 6.1 Tabulka naměřených hodnot vnějšího tření

Tření o materiál	Hodnota $\varphi_w$ [°]
Ocelový plech	31,02
Nerez	25,78
Smaltovaný povrch	22,09
Plast	24,6

Součinitel vnitřního tření mezi pilinami byl stanoven měřením v Laboratoři sypkých hmot, protokol z měření je vložen jako příloha číslo 10.

#### 6.1.1 Sypná tíha $\gamma_s$

$$\begin{aligned}\gamma_s &= \rho_s \cdot g \\ \gamma_s &= 287,5 \cdot 9,81 \\ \gamma_s &= 2820,38 \text{ N/m}^3\end{aligned}\quad [3] \text{ (6.1)}$$

$\rho_s$  - sypná hmotnost [kg/m<sup>3</sup>]  
 - naměřená hodnota  $\rho_s = 287,5 \text{ kg/m}^3$   
 $g$  - tíhové zrychlení [m/s<sup>2</sup>]

#### 6.1.2 Počáteční soudržné napětí $\tau_0$

$$\begin{aligned}\tau_0 &= \left( \frac{\gamma_s}{2} \right) \cdot \left( \frac{1 - \sin \varphi_e}{\cos \varphi_e} \right) \\ \tau_0 &= \left( \frac{2820,38}{2} \right) \cdot \left( \frac{1 - \sin 55^\circ}{\cos 55^\circ} \right) \\ \tau_0 &= 444,63 \text{ Pa}\end{aligned}\quad [3] \text{ (6.2)}$$

- $\varphi_e$  - efektivní úhel vnitřního tření mezi pilinami [°]  
 - naměřená hodnota  $\varphi_e = 55^\circ$

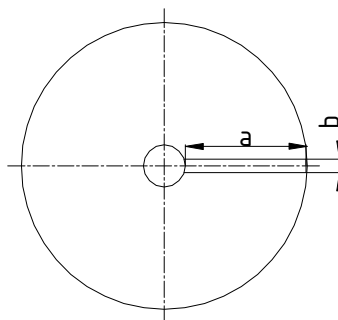
### 6.1.3 Hydraulický poloměr $R$

$$R = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)}$$

$$R = \frac{3,5 \cdot 0,2}{2 \cdot (3,5 + 0,2)} \quad [3] \quad (6.3)$$

$$R = 0,0946 \text{ m}$$

- $a, b$  - rozměry zasypaného prostoru [m]



Obr. 6.1 Schéma zasypaného prostoru

### 6.1.4 Součinitel vnitřního tření mezi pilinami $f_e$

$$f_e = \operatorname{tg} \varphi_e$$

$$f_e = \operatorname{tg} 55^\circ \quad [3] \quad (6.4)$$

$$f_e = 1,43$$

### 6.1.5 Součinitel vnějšího tření mezi pilinami a nerezovým plechem $f_{wN}$

$$f_{wN} = \operatorname{tg} \varphi_{wN}$$

$$f_{wN} = \operatorname{tg} 25,78^\circ \quad [3] \quad (6.5)$$

$$f_{wN} = 0,48$$

- $\varphi_{wN}$  – úhel vnějšího tření pilin o nerezový plech [°]

### 6.1.6 Koeficient sypnosti $k$

$$k = \frac{1 - \sin \varphi_e}{1 + \sin \varphi_e}$$

$$k = \frac{1 - \sin 55^\circ}{1 + \sin 55^\circ} \quad [3] \quad (6.6)$$

$$k = 0,099$$

### 6.1.7 Průřez šneku $S$

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{\pi \cdot D^2}{4} \\
 S &= \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \\
 S &= 0,0314 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

D - průměr šnekovnice [m]

### 6.1.7 Výpočet Jansenovy síly ve výpusti $F_1$

$$\begin{aligned}
 F_1 &= \frac{\gamma_s \cdot R \cdot k_d \cdot k_0 \cdot S'}{f_{wN} \cdot k} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-k \cdot f \cdot h}{R}} \right) \\
 F_1 &= \frac{\gamma_s \cdot R \cdot k_d \cdot k_0 \cdot L_o \cdot B_o}{f_{wN} \cdot k} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-k \cdot f_e \cdot h_e}{R}} \right) \\
 F_1 &= \frac{2820,38 \cdot 0,0946 \cdot 1,1 \cdot 1,3 \cdot 3,5 \cdot 0,2}{0,48 \cdot 0,099} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-0,099 \cdot 1,43 \cdot 24}{0,0946}} \right) \\
 F_1 &= 5619,94 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{3} \tag{6.8}$$

$k_d$  - dynamický koeficient [-]

- volím dle [2],  $k_d = 1,1$

$k_0$  - koeficient závěsu [-]

- volím dle [2],  $k_0 = 1,3$

### 6.1.8 Výpočet odporu z tření materiálu po šneku $K_1$

$$\begin{aligned}
 K_1 &= (F_1 + S' \cdot L \cdot \gamma_s) \cdot w \\
 K_1 &= (F_1 + L_o \cdot B_o \cdot L \cdot \gamma_s) \cdot w \\
 K_1 &= (5619,94 + 3,5 \cdot 0,2 \cdot 4 \cdot 2820,38) \cdot 3,2 \\
 K_1 &= 43254,42 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{3} \tag{6.9}$$

L - délka dopravní trasy [m]

w - celkový součinitel odporu [-]

- volím dle tab. 6.2,  $w = 3,2$

Tab. 6.2 Tabulka koeficientů odporu [4]

Dopravovaný materiál	Součinitel odporu w
Prach, jemné zrno	2,5
Písek, cement	3,2
Škvára, hlína, popel	4
Ruda	5

### 6.1.9 Výpočet odporu z trhání materiálu ve výpusti $K_2$

$$\begin{aligned}
 K_2 &= (F_1 \cdot f_e + \tau_0 \cdot S') \cdot c \\
 K_2 &= (F_1 \cdot f_e + \tau_0 \cdot L_o \cdot B_o) \cdot c \\
 K_2 &= (5619,94 \cdot 1,43 + 444,63 \cdot 3,5 \cdot 0,2) \cdot 0,8 \\
 K_2 &= 6678,2 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{3} \tag{6.10}$$

- c - opravný koeficient zahrnující vliv pohybu zrn [-]  
 - volím dle [1],  $c = 0,8$

### 6.1.10.1 Výpočet odporu z trhání materiálové vrstvy po stranách šnekovnice

$K_3$

$$\begin{aligned}
 K_3 &= 2 \cdot [(F_2 \cdot f_e + \tau_0 \cdot S') \cdot c] \\
 K_3 &= 2 \cdot [(556,41 \cdot 1,43 + 444,63 \cdot 3,5 \cdot 0,2) \cdot 0,8] \\
 K_3 &= 1771,05 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{6.11}$$

### 6.1.10.2 Vertikální Jansenova síla na šnek $F_2$

$$\begin{aligned}
 F_2 &= \frac{\gamma_s \cdot R \cdot k_d \cdot k_0 \cdot S'}{f_{wN}} \\
 F_2 &= \frac{\gamma_s \cdot R \cdot k_d \cdot k_0 \cdot L_o \cdot B_o}{f_{wN}} \\
 F_2 &= \frac{2820,38 \cdot 0,0946 \cdot 1,1 \cdot 1,3 \cdot 3,5 \cdot 0,2}{0,48} \\
 F_2 &= 556,41 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{3} \tag{6.12}$$



### 6.1.11 Výpočet celkového odporu proti pohybu materiálu $K$

$$\begin{aligned} K &= K_1 + K_2 + K_3 \\ K &= 43254,42 + 6678,2 + 1771,05 \\ K &= 51703,67 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.13)$$

### 6.1.12 Stoupání šnekovnice $h$

Dle [4] je doporučeno stoupání šnekovnice dle těchto vztahů:

$$h = 0,8 \cdot D \qquad h = D$$

Volím:

$$\begin{aligned} h &= D \\ h &= 0,2 \text{ m} \end{aligned} \quad [4] \quad (6.14)$$

### 6.1.13 Kritické otáčky šneku $n_{kr}$

$$\begin{aligned} n_{kr} &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \frac{2 \cdot g}{D} \right)^{\frac{1}{2}} \\ n_{kr} &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \frac{2 \cdot 9,81}{0,2} \right)^{\frac{1}{2}} \\ n_{kr} &= 1,576 \text{ ot} / \text{s} \end{aligned} \quad [4] \quad (6.15)$$

### 6.1.14 Skutečné a optimální otáčky šnekovnice $n_{sk}$ , $n_{op}$

$$\begin{aligned} n_{sk} &= \frac{Q}{3,6 \cdot S \cdot h \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \cdot \lambda} \\ n_{sk} &= \frac{5}{3,6 \cdot 0,0314 \cdot 0,2 \cdot 287,5 \cdot 1 \cdot 1} \\ n_{sk} &= 0,769 \text{ ot} / \text{s} \end{aligned} \quad [4] \quad (6.16)$$

Nejoptimálnější otáčky šneku jsou otáčky o polovinu menší než kritické. Při těchto otáčkách dochází k největšímu dopravnímu výkonu, platí tedy vztah:

$$\begin{aligned} n_{op} &= 0,5 \cdot n_{kr} \\ n_{op} &= 0,5 \cdot 1,576 \\ n_{op} &= 0,788 \text{ ot} / \text{s} \end{aligned} \quad [4] \quad (6.17)$$

Optimální otáčky jsou tedy vyšší než otáčky skutečné, vzhledem k požadavku dopravního výkonu  $Q = 5 \text{ t/h}$  budu dále počítat s otáčkami skutečnými.

### 6.1.15 Rychlost pohybu materiálové vrstvy $v$

$$\begin{aligned} v &= n_{sk} \cdot h \\ v &= 0,769 \cdot 0,2 \\ v &= 0,154 \text{ m/s} \end{aligned} \quad [4] \quad (6.18)$$

### 6.1.16 Výpočet výkonu elektromotoru $P$

$$\begin{aligned} P &= (1,1 - 1,2) \cdot \frac{K \cdot v}{1000 \cdot \eta_c} \\ P &= 1,1 \cdot \frac{51703,67 \cdot 0,154}{1000 \cdot 0,86} \\ P &= 10,2 \text{ kW} \end{aligned} \quad [4] \quad (6.19)$$

### 6.1.17 Výpočet kroutícího momentu na hřídeli šneku $M_k$

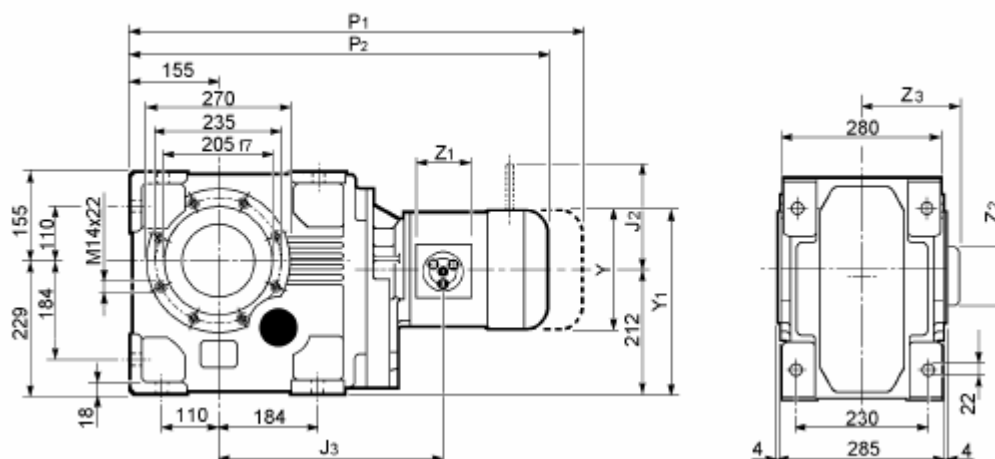
$$\begin{aligned} M_k &= \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_{sk}} \\ M_k &= \frac{10200}{2 \cdot \pi \cdot 0,769} \\ M_k &= 2111,03 \text{ N/m} \end{aligned} \quad [4] \quad (6.20)$$

### 6.1.18 Volba elektromotoru a převodovky

Z katalogu firmy BONFIGLIOLI RIDUTTORI S.p.A. volím kuželočelní převodovku typ A 703 27,8 UR P160 a elektromotor typ BN 160L4. Tyto komponenty byly zvoleny na základě vypočtených skutečných otáček, výkonu a kroutícího momentu. Otáčky budou regulovány frekvenčním měničem firmy Mitsubishi electric typ RF-A740-00310-EC, parametry měniče viz 12.

Parametry elektromotoru a převodovky:

$P_m = 15 \text{ [kW]}$	- výkon motoru při maximálním zatížení
$n_p = 50 \text{ [min}^{-1}\text{]}$	- otáčky na výstupu z převodovky
$M_p = 2485 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	- kroutící moment na výstupu z převodovky



Obr. 6.2 Rozměry motoru a převodovky [12]

Tab. 6.3 Hodnoty rozměrů pohonu [12]

Parametr	Hodnota
Y	258 mm
Y <sub>1</sub>	341 mm
J3	419 mm
P <sub>2</sub>	869 mm
Z <sub>1</sub>	118 mm
Z <sub>2</sub>	118 mm
Z <sub>3</sub>	193 mm
M <sub>pr</sub>	186 kg

### 6.1.19 Výpočet axiální síly v ložisku hřídele šnekovnice $F_a$

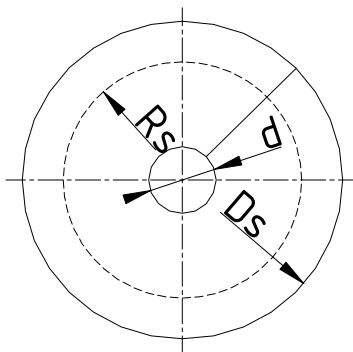
Pro návrh ložisek bude nutné znát tuto sílu. Při návrhu šnekového dopravníku je nutné, aby minimálně jedno ze dvou použitých ložisek zachytávalo axiální sílu.

#### 6.1.19.1 Výpočet redukovaného poloměru šneku $R_s$

$$R_s = (0,6 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2}$$

$$R_s = 0,75 \cdot \frac{0,2}{2} \quad [4] \quad (6.21)$$

$$R_s = 0,075 \text{ m}$$



Obr. 6.3 Redukovaný poloměr šneku

#### 6.1.19.2 Úhel stoupání šnekovnice $\alpha_s$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_s &= \frac{h}{\pi \cdot D} \\ \operatorname{tg} \alpha_s &= \frac{0,2}{\pi \cdot 0,2} \\ \alpha_s &= 17,66^\circ \end{aligned} \quad [4] \quad (6.22)$$

#### 6.1.19.3 Stanovení axiální síly do ložiska $F_a$

$$\begin{aligned} F_a &= \frac{M_k}{R_s \cdot \operatorname{tg} \cdot (\alpha_s + \varphi_{wN})} \\ F_a &= \frac{2111,03}{0,075 \cdot \operatorname{tg}(17,66^\circ + 25,78^\circ)} \\ F_a &= 29723,1 \text{ N} \end{aligned} \quad [4] \quad (6.23)$$

## 6.2 Výpočet průměru hřídele šnekovnice $d_h$

Hřídele bývají namáhány na krut  $M_k$  a ohyb  $M_o$ , výpočet se provádí na krut nebo na složené namáhání (krut a ohyb).

Volím materiál hřídele šnekovnice nerez **1.4301 (X5CrNi18-10)**

$R_e = 280 \text{ [MPa]}$	- mez kluzu	[10]
$R_m = 600 \text{ [MPa]}$	- mez pevnosti v tahu	[10]
$k_h = 5 [-]$	- součinitel bezpečnosti	

$$\begin{aligned}
\tau_k &= \frac{M_k}{W_k} \\
\tau_k &= \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} \leq \frac{R_e \cdot 0,577}{k_h} \Rightarrow \\
d &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k \cdot k_h}{R_e \cdot 0,577 \cdot \pi}} \\
d &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2111,03 \cdot 5}{280 \cdot 10^6 \cdot 0,577 \cdot \pi}} \\
d &= 0,069 \text{ m}
\end{aligned}
\tag{7} \quad (6.24)$$

Vzhledem k celkovému zatížení, kontrole hřídele šnekovnice a hodnotě součinitele bezpečnosti volím průměr hřídele šnekovnice  $d_h = 0,1 \text{ m}$

### 6.3 Výpočet doby rozběhu dopravníku $t_r$

#### 6.3.1 Výpočet momentu setrvačnosti šnekovnice $J_1$

$$\begin{aligned}
J_1 &= \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\
J_1 &= \frac{1}{2} \cdot 97,136 \cdot \left(\frac{0,2}{2}\right)^2 \\
J_1 &= 0,486 \text{ kg} / \text{m}^{-2} \\
m_{red} &\quad - \text{redukovaná hmotnost šnekovnice [kg]}
\end{aligned}
\tag{4} \quad (6.25)$$

#### 6.3.2 Výpočet momentu setrvačnosti jednotlivých částí pohonu $J_2$

$$\begin{aligned}
J_2 &= J_p + J_M \\
J_2 &= 0,087 + 0,49 \\
J_2 &= 0,577 \text{ kg} / \text{m}^{-2} \\
J_m &\quad - \text{moment setrvačnosti motoru [kg/m}^{-2}\text{]} \\
J_p &\quad - \text{moment setrvačnosti převodovky [kg/m}^{-2}\text{]}
\end{aligned}
\tag{4} \quad (6.26)$$

### 6.3.3 Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti $J_{red}$

$$J_{red} = \frac{J_1 + J_2}{\eta_c \cdot i_{spv}}$$

$$J_{red} = \frac{0,486 + 0,577}{0,85 \cdot 27,9} \quad [4] \quad (6.27)$$

$$J_{red} = 0,0439 \text{ kg} / \text{m}^{-2}$$

$i_{spv}$  - převodový poměr převodovky [-]

### 6.3.4 Dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot, výpočet doby rozběhu $t_r$

$$M_{DM} = J_{red} \cdot \varepsilon_M$$

$$M_{DM} = J_{red} \cdot \frac{d\omega_M}{dt} \quad [4] \quad (6.28)$$

$$M_r - M_{SM} - M_{DM} = 0$$

$$M_r - M_{SM} - J_{red} \cdot \frac{d\omega_M}{dt} = 0 \quad [4] \quad (6.29)$$

Úprava vztahu a vyjádření doby rozběhu

$$M_r - M_{SM} = J_{red} \cdot \frac{d\omega_M}{dt}$$

$$M_r - M_{SM} \cdot dt = J_{red} \cdot d\omega_M$$

$$dt = \frac{J_{red}}{M_r - M_{SM}} \cdot d\omega_M$$

$$\int_0^{t_r} dt = \int_0^{\omega_M} \frac{J_{red}}{M_r - M_{SM}} \cdot d\omega \quad [4] \quad (6.30)$$

$$t_r = \frac{J_{red}}{M_r - M_{SM}} \cdot \omega_M$$

$$t_r = \frac{J_{red}}{M_r - M_{SM}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_M}{60}$$

$$t_r = \frac{0,0439}{2485 - 2111,03} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1400}{60}$$

$$t_r = 0,02 \text{ s}^{-1}$$

$$M_k = M_{SM}$$

## 6.4 Výpočet řetězového převodu

### 6.4.1 Určení typu řetězového převodu $P_D$

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi}$$

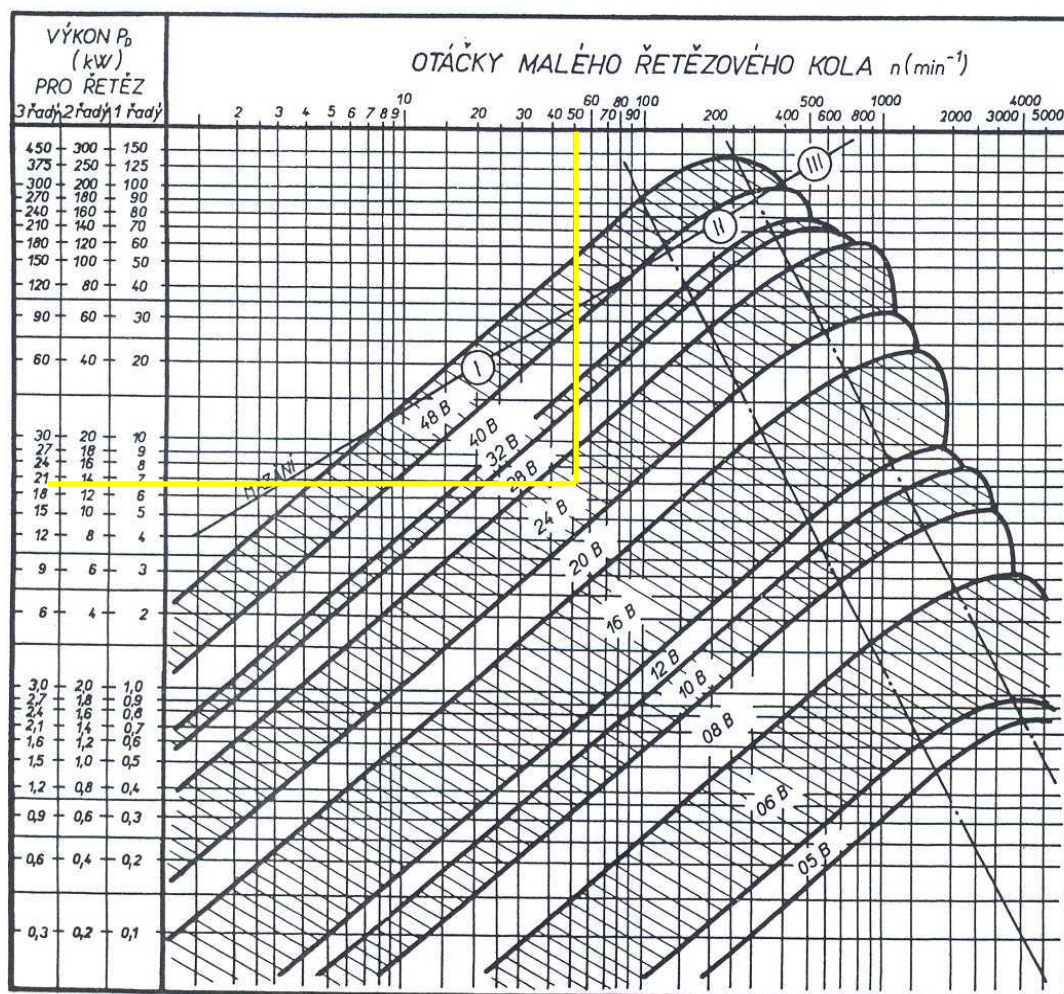
$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{15}{0,76 \cdot 0,9 \cdot 1} \quad [9] \quad (6.31)$$

$$P_D = 21,93 \text{ kW}$$

- $\chi$  – činitel výkonu [-]  
 – volím viz příloha (č.1):  $\chi = 0,76$  [-]
- $\mu$  – činitel mazání [-]  
 – volím viz příloha (č.1):  $\mu = 0,9$  [-]
- $\varphi$  – činitel provedení řetězu dle ČSN 02 3311 [-]  
 – volím viz příloha (č.1):  $\varphi = 1$  [-]

Volím řetěz dle Obrázku č. 6.4: ŘETĚZ 24 B–2, dle ČSN 02 3311,2 s těmito parametry:

$t = 38,1$ [mm]	[10]
$S_r = 1664$ [mm <sup>2</sup> ]	[10]
$F_{Pt} = 485\,000$ [N]	[10]
$m_1 = 21,2$ [kg]	[10]



Obr. 6.4 Diagram převodového řetězu [9]

#### 6.4.2 Volba počtu zubů řetězových kol $z_{1,2}$

Počet zubů hnací řetězky  $z_1$  pro převodový poměr 1:1, je tedy v tomto případě totožný s počtem zubů hnané řetězky  $z_2$ .

$$z_1 = z_2 \Rightarrow$$

$$z = 21 \text{ zubů}$$

[9] (6.32)



### 6.4.3 Výpočet roztečných průměrů řetězek $D_t$

$$D_{t1} = D_{t2} = D_t$$

$$D_t = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

$$D_t = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{21}}$$

$$D_t = 0,25563 \text{ m}$$

[9] (6.33)

### 6.4.4 Pevnostní kontrola řetězu

#### 6.4.4.1 Kontrola proti přetržení

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_{lr}} \geq 7$$

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_{lr}} = \frac{485000}{24150,52}$$

$$k_s = 20,1 \geq 7 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

[9] (6.34)

- výsledný tah v řetězu

$$F_{lr} = F_o + F_c + F_m$$

$$F_{lr} = 22413,6 + 8,15 + 1728,8$$

$$F_{lr} = 24150,52 \text{ N}$$

[9] (6.35)

- obvodová síla

$$F_o = \frac{P}{v_r}$$

$$F_o = \frac{P}{v_r} = \frac{60 \cdot P}{\pi \cdot D_t \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 15000}{\pi \cdot 0,25563 \cdot 50}$$

$$F_o = 22413,6 \text{ N}$$

[9] (6.36)

- tahová složka od odstředivé síly

$$F_c = m_1 \cdot v^2$$

$$F_c = m_1 \cdot v^2 = 21,2 \cdot 0,62^2$$

$$F_c = 8,15 \text{ N}$$
[9] (6.37)

- tahová složka od tíhy volné, dolní větve řetězu

$$F_m \cong \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot y} \cdot g$$

$$F_m \cong \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot 0,01 \cdot A} \cdot g = \frac{21,2 \cdot 0,665^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 0,655} \cdot 9,81$$

$$F_m \cong 1728,8 \text{ N}$$
[9] (6.38)

- Součinitel dynamické bezpečnosti

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_{lr} \cdot Y} \geq 5$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_{lr} \cdot Y} = \frac{485000}{24150,52 \cdot 1,5}$$

$$k_D = 13,39 \geq 5 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$
[9] (6.39)

Y – činitel rázu [-]

– volím viz Příloha (č.1) - (dopravník pro sypký materiál): Y = 1,5 [-]

#### 6.4.4.2 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu $p_v, p_D$

$$p_v \leq p_D$$

$$14,51 \leq 19,63 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$p_v = \frac{F_{lr}}{S_r}$$

$$p_v = \frac{24150,52}{1664}$$

$$p_v = 14,51 [\text{MPa}]$$
[9] (6.40)

$$p_D = p \cdot \lambda$$

$$p_D = 28,45 \cdot 0,69$$

$$p_D = 19,63 [\text{MPa}]$$
[9] (6.41)

- $\lambda$  – činitel tření [-]  
 – volím viz příloha (č.1):  $\lambda = 0,69$  [-]
- $p$  – směrný tlak v kloubu [MPa]  
 – volím viz příloha (č.1):  $p = 28,45$  [MPa]

#### 6.4.5 Stanovení počtu článků a délky řetězu $X$

- stanovení počtu článků řetězu

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A}$$

$$X = 2 \cdot \frac{665}{38,1} + \frac{21 + 21}{2} + \left( \frac{21 - 21}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{540} \quad [9] \quad (6.42)$$

$$X = 55,91 \Rightarrow 56 \text{ článků}$$

- stanovení délky řetězu

$$L_r = X \cdot t$$

$$L_r = 56 \cdot 38,1 \quad [9] \quad (6.43)$$

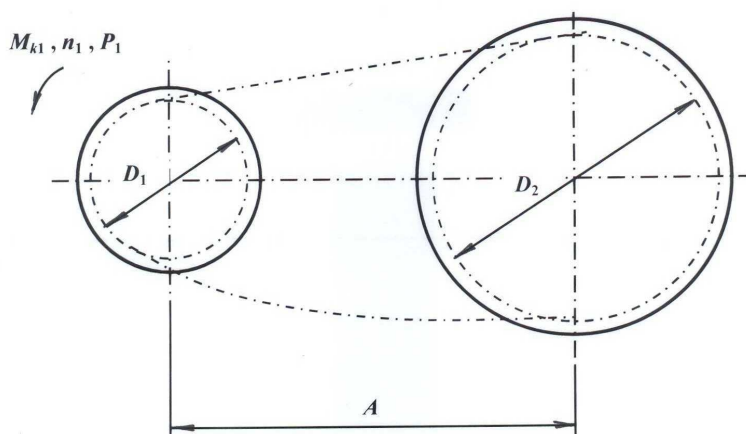
$$L_r = 2,134 \text{ m}$$

#### 6.4.6 Výpočet skutečné osové vzdálenosti řetězu $A_{sk}$

$$A_{sk} = \frac{t}{8} \cdot \left[ 2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right]$$

$$A_{sk} = \frac{38,1}{8} \cdot \left[ 2 \cdot 56 - 21 - 21 + \sqrt{(2 \cdot 56 - 21 - 21)^2 - 1 \cdot (21 - 21)^2} \right] \quad [9] \quad (6.44)$$

$$A_{sk} = 0,61 \text{ m}$$



Obr. 6.5 řetězový převod [9]

## 7 Kontrolní výpočty

### 7.1 Kontrola hřídele šnekovnice

Hřídel šnekovnice je vyrobena z nerezové trubky a je uložena pouze na jednom konci v ložiscích.

- $d_h = 0,1$  [m] – vnější průměr hřídele  
 $L = 4$  [m] – vzdálenost mezi ložiskem a koncem hřídele

#### 7.1.1 Výpočet hřídele šnekovnice na krut $\tau_k$

$$\begin{aligned}\tau_k &= \frac{M_k}{W_k} \\ \tau_k &= \frac{M_p}{W_k} = \frac{2485}{0,0002} \\ \tau_k &= 12425000 \text{ Pa}\end{aligned}\quad [7] \text{ (7.1)}$$

$$\begin{aligned}W_k &= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_h^4 - d_{h1}^4}{d_h} \\ W_k &= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,1^4}{0,1} \\ W_k &= 0,0002 \text{ m}^3\end{aligned}\quad [7] \text{ (7.2)}$$

#### 7.1.2 Výpočet hřídele šnekovnice na ohyb $\sigma_o$

$$\begin{aligned}\sigma_o &= \frac{M_o}{W_o} \\ \sigma_o &= \frac{M_o}{W_o} = \frac{10556,4}{0,000098} \\ \sigma_o &= 107718367,3 \text{ Pa}\end{aligned}\quad [7] \text{ (7.3)}$$

### 7.1.3 Výpočet ohybového momentu $M_o$ a průřezového modulu v ohybu $W_o$

$$M_o = F_r \cdot X$$

$$M_o = M_{o \max} = F_r \cdot \frac{L}{2} = 5278,2 \cdot \frac{4}{2} \quad [7] \quad (7.4)$$

$$M_o = 10556,4 \text{ N} / \text{m}^{-1}$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_h^4 - d_{h1}^4}{d_h}$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,1^4}{0,1} \quad [7] \quad (7.5)$$

$$W_o = 0,000098 \text{ m}^3$$

### 7.1.4 Výpočet redukovaného napětí dle hypotézy HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \Rightarrow HMM$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{107718367,3^2 + 3 \cdot 12425000^2} \quad [7] \quad (7.6)$$

$$\sigma_{red} = 109847114,3 \text{ Pa}$$

### 7.1.5 Kontrola koeficientu bezpečnosti $k_H$

$$k_H = \frac{R_e}{\sigma_{red}}$$

$$k_H = \frac{280000000}{109847114,3} \quad [7] \quad (7.7)$$

$$k_H = 2,55$$

$$k_H = 2 [-] \quad - \text{bezpečnostní koeficient} \quad [8]$$

$$\underline{k_H < k_H \Rightarrow \text{vyhovuje}}$$

## 7.2 Kontrola ložisek

### 7.2.1 Kontrola ložisek šnekovnice

Byla navržena dvojice ložisek SKF 22220 K, které jsou od sebe vzdáleny 300 [mm]. Společně s těmito ložisky byla navržena ložisková tělesa stojatá SNL 520-617, která mají za úkol ložiska ukotvit na požadovaném místě, také zaručují dostatečné mazání a umožňují doplňování maziva. Vzhledem ke složitému určení rozdělení axiální a radiální síly na obě ložiska byl proveden výpočet zatížení pouze na jedno ložisko. V podstatě lze říci, že ložiska jsou dvojnásobně předimenzována. Jako mazivo volím plastické mazivo SKF LGMT 2.

Výpočet byl prováděn pomocí kalkulátoru SKF.

Vstupní parametry:

$F_r = 5278,2$ [N]	- radiální zatížení
$F_{a1} = 29723,1$ [N]	- axiální zatížení
$n_2 = 50$ [min <sup>-1</sup> ]	- otáčky šneku
$L_h = 10000$ [hod <sup>-1</sup> ]	- požadovaná životnost
Viskozita - při 40 °C	$v_{40} = 110$ [mm <sup>2</sup> /s]
- při 100 °C	$v_{100} = 11$ [mm <sup>2</sup> /s]

Výběr ložiska na obr. 7.1

Select  $\eta_c$   
0.5

Bearing	22220 K
d, mm	100
D, mm	180
C, kN	425
$P_u$ , kN	49
$P$ , kN	
$n$ , r/min	
$v$ , mm <sup>2</sup> /s	
<b>Calculate</b>	
$L_{10}$	
$L_{10h}$	

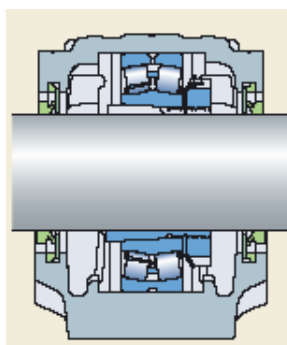
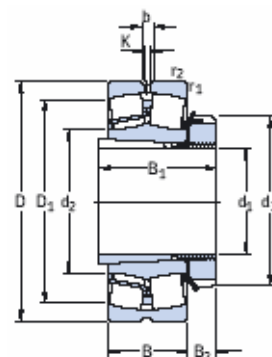
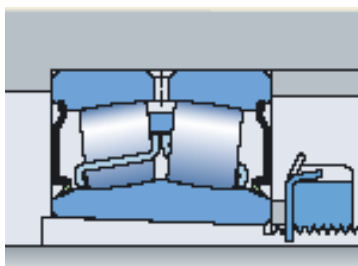
Obr. 7.1 Nastavení parametrů ložiska [32]

Na obrázku 7.2 jsou dosazeny ostatní nutné hodnoty pro výpočet a výsledné hodnoty.

Select $\eta_c$	Bearing	22220 K
0.5	d, mm	100
	D, mm	180
	C, kN	425
	$P_u$ , kN	49
	$P_i$ , kN	129
	n, r/min	50
	$v$ , mm <sup>2</sup> /s	281
	<input type="button" value="Calculate"/>	
	$L_{10}$	53
	$L_{10h}$	17700

Obr. 7.2 Nastavení zatížení a výsledná hodnota [32]

Životnost ložisek při výše uvedeném zatížení  $L_{10h} = 17700$  [hod<sup>-1</sup>]. Požadovaná životnost ložisek je  $L_h = 10000$  [hod<sup>-1</sup>], navržená ložiska tedy vyhovují.



Obr. 7.3 Detaily ložiska v řezu [11]

## 7.2.2 Kontrola ložiska otočného mechanismu

Vzhledem zatížení a rozměrům celého vynášecího systému bylo navrženo ložisko SKF 292/750 EM, ložisko má vnější průměr  $D_L = 1000$  [mm]. Jako mazivo volím plastické mazivo SKF LGMT 2. Mazání bude prováděno maznicí umístěnou uvnitř otáčecího mechanismu. Výpočet byl prováděn pomocí kalkulátoru SKF.

Výběr ložiska na obr. 7.4

Select $\eta_c$	Bearing	292/750 EM
0.6	d, mm	750
	D, mm	1000
	C, kN	6100
	$P_u$ , kN	2320
	P, kN	
	n, r/min	
	$v$ , mm <sup>2</sup> /s	
	<input type="button" value="Calculate"/>	
	$L_{10}$	
	$L_{10h}$	

Obr. 7.4 Nastavení parametrů ložiska [32]

Na obrázku 7.5 jsou dosazeny ostatní nutné hodnoty pro výpočet a výsledné hodnoty.

Select $\eta_c$	Bearing	292/750 EM
0.6	d, mm	750
	D, mm	1000
	C, kN	6100
	$P_u$ , kN	2320
	P, kN	64.2
	n, r/min	0.034
	$v$ , mm <sup>2</sup> /s	281
	<input type="button" value="Calculate"/>	
	$L_{10}$	> 1000000
	$L_{10h}$	> 1000000

Obr. 7.5 Nastavení zatížení a výsledná hodnota [32]



Vzhledem k rozměru ložiska a velmi nízkým otáčkám byla vypočtena životnost ložiska při výše uvedeném zatížení  $L_{10ha} > 1\,000\,000$  [hod<sup>-1</sup>]. Požadovaná životnost ložiska byla stanovena  $L_h = 10000$  [hod<sup>-1</sup>], životnost ložiska tedy mnohem překračuje požadovanou životnost. Při výpočtu bylo uvažováno i se zatížením otočného mechanismu materiálem působícím na kužel.

### 7.3 Kontrola pera na otláčení a stříh

Tento výpočet byl proveden dle příručky "Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj". Výpočet byl prováděn pro pero mezi řetězovým kolem a nábojem šnekovnice.

Vstupní parametry:

$P_m = 15$ [kW]	- výkon motoru při maximálním zatížení
$M_{kp} = 2475$ [N·m]	- kroutící moment na výstupu z převodovky
$n_2 = 50$ [min <sup>-1</sup> ]	- otáčky šneku
$d = 0,087$ [m]	- průměr hřídele na ložiska

#### 7.3.1 Dovolené napětí v krutu hřídele $\tau_k$

$$\tau_k = \frac{\tau_{kt}}{k_e} = \frac{0,577 \cdot R_{e11523}}{k_e}$$

$$\tau_k = \frac{0,577 \cdot 333}{1,5} \quad [6] \quad (7.8)$$

$$\tau_k = 128100000 \text{ Pa}$$

$R_{e11523}$  - mez kluzu materiálu hřídele

-  $R_{emin} = 333$  [Pa], voleno dle [10]

$k_e$  - bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu

-  $k_e = 1,5$  [-], voleno dle [10]

#### 7.3.2 Kroutící moment přenášený spojem $M_k$

$$M_{kp} = 2474 \text{ [N/m}^{-1}\text{]}$$

$M_{kp}$  - maximální kroutící moment na výstupu z převodovky [N/m<sup>-1</sup>]

### 7.3.3 Návrh průměru a délky hřídele ve spoji $d_s$

$$\tau \leq \tau_D$$

$$\frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}}$$

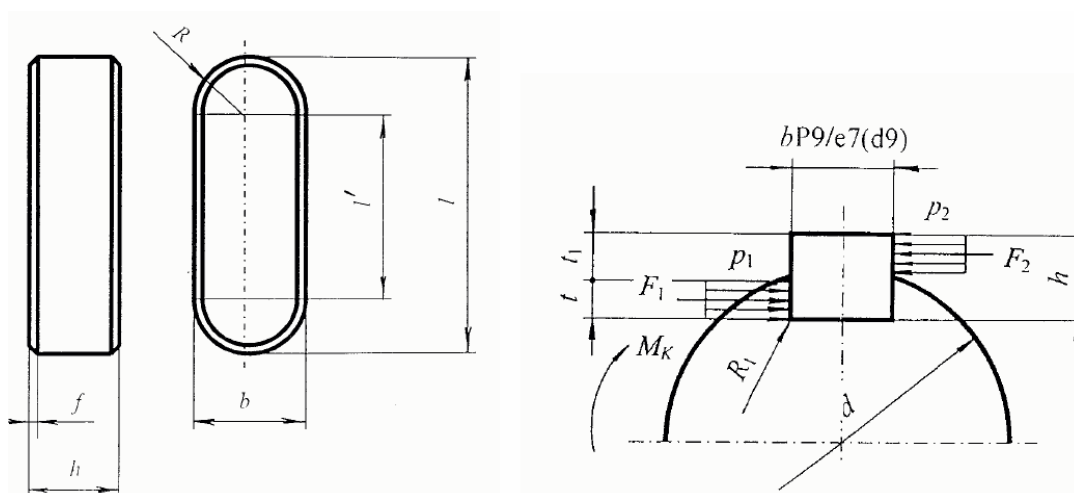
$$d'_s \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{Kprev}}{\pi \cdot \tau_D}} \quad [6] \quad (7.9)$$

$$d_s \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2474}{\pi \cdot 128,1}}$$

$$d_s \geq 4,62 \text{ mm}$$

Vzhledem k zatížení ložisek a tím i jejich velikosti a také z konstrukčního hlediska volím  $d_s = 87 \text{ [mm]}$ .

### 7.3.4 Návrh a výpočet pera ČSN 02 2562



Obr. 7.6 Zatížení a rozměry pera [6]

Dle průměru hřídele volím PERO 25e7 x 14 x 120.

$b_p$  - šířka pera,  $b_p = 25 \text{ [mm]}$

$h_p$  - výška pera,  $h_p = 14 \text{ [mm]}$

$l_p$  - délka pera,  $l_p = 110 \text{ [mm]}$

Hodnoty stanoveny dle [10]

### 7.3.5 Kontrola tlaku a délky pera $l'$

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_{Dp}$$

$$l' \geq \frac{F_{2p}}{p_{Dp} \cdot t_1} \quad [6] \quad (7.10)$$

$$l' \geq \frac{53491,9}{120 \cdot 5,5}$$

$$l' = 81,05 \text{ mm}$$

$p_{Dp}$  - dovolený tlak

-  $p_{Dp} = 120$  [MPa], voleno dle [10] pro ocel.

$t_1$  - hloubka drážky v náboji

-  $t_1 = 5,5$  [mm], hodnota dle [10].

#### 7.3.5.1 Výpočet síly $F_{2p}$

$$F_{2p} = \frac{M_{Kp}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}}$$

$$F_{2p} = \frac{2474}{\frac{0,087}{2} + \frac{0,0055}{2}} \quad [6] \quad (7.10)$$

$$F_{2p} = 53491,9 \text{ N}$$

#### 7.3.5.2 Výpočet potřebné délky pera $l_p$

$$l' = l'' + 2 \cdot R_p = l'' + b_p$$

$$l' = 81,05 + 25 \quad [6] \quad (7.11)$$

$$l' = 106,05 \text{ mm}$$

Volím délku pera  $l_p = 110$  [mm].

### 7.3.6 Kontrola tlaku $p_1$

$$p_1 = \frac{F_{1p}}{l \cdot t_p} \leq p_{Dp}$$

$$\frac{51703,2}{110 \cdot 8,7} \leq 120 \quad [6] \quad (7.12)$$

$$54,03 \leq 120$$

$p_1 \leq p_{Dp} \Rightarrow \text{spoj vyhovuje}$

**7.3.6.1 Stanovení síly  $F_{lp}$** 

$$F_{lp} = \frac{M_{kp}}{\frac{d}{2} + \frac{t_p}{2}}$$

$$F_{lp} = \frac{2474}{\frac{0,087}{2} + \frac{0,0087}{2}} \quad [6] \text{ (7.13)}$$

$$F_{lp} = 51703,2 \text{ N}$$

$t_p$  - hloubka drážky v hřídeli  
 -  $t_p = 8,7$  [mm], hodnota dle [10].

## 8. Výpočet pohonu otočného mechanismu vynašeče

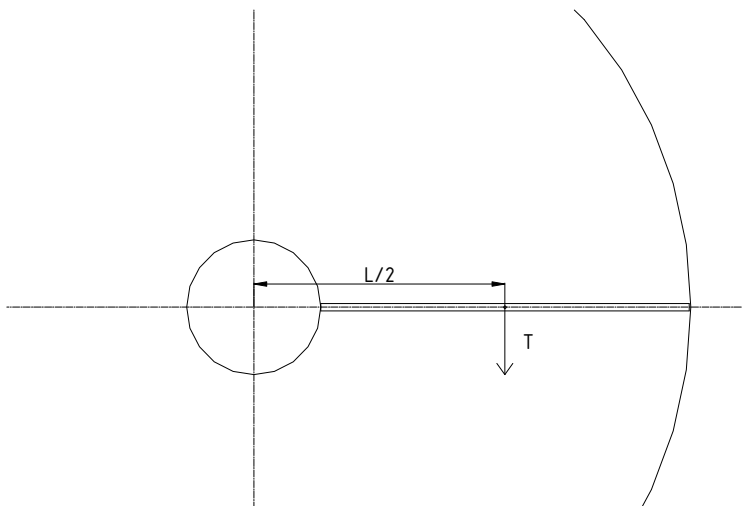
Návrh a výpočet celého zařízení bude prováděn z předpokládaného mezního stavu, to je v případě, kdy by se šnekovnice neotáčela. Tím by vznikl stav, kdy by celý pohon otočného mechanismu musel tlačit šnekem materiál, který by šnekovnice neodváděla.

Zařízení je navrženo tak, že nejdříve se rozběhne šnekovnice a potom otočný mechanismus.

### 8.1 Určení velikosti tlačné síly

Tato síla bude představovat odpor který bude klást materiál proti otáčení šnekovnice kolem osy zásobníku, viz obr. 8.1.

$$\begin{aligned}
 T &= N \cdot f_{wN} \\
 T &= 27910,4 \cdot 0,48 \\
 T &= 13397 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{7.14}$$



Obr. 8.1 Tlačná síla

#### 8.1.1 Stanovení normálové síly $N$

$$\begin{aligned}
 N &= m_{mat} \cdot 9,81 = (V_{mat} \cdot \rho_s) \cdot 9,81 \\
 N &= 9,896 \cdot 287,5 \cdot 9,81 \\
 N &= 27910,4 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{7.15}$$

$$V_{mat} = \frac{\pi \cdot (D_{sil}^2 - D_o^2)}{4} \cdot D_s$$

$$V_{mat} = \frac{\pi \cdot (8^2 - 1^2)}{4} \cdot 0,2 \quad (7.16)$$

$$V_{mat} = 9,896 \text{ m}^3$$

- $m_{mat}$  - hmotnost materiálu tlačného šnekem [kg]  
 $V_{mat}$  - objem materiálu tlačného šnekem [m<sup>3</sup>]  
 $D_{sil}$  - průměr zásobníku [m]  
 $D_o$  - průměr kužele otočného mechanismu [m]

## 8.2 Výpočet potřebného výkonu $P_o$

$$P_o = M_{ot} \cdot \omega$$

$$P_o = \frac{8460,2}{1000} \cdot 0,021 \quad (7.17)$$

$$P_o = 0,168 \text{ kW}$$

$$M_{ot} = T \cdot \frac{L}{2}$$

$$M_{ot} = 13397 \cdot \frac{1,26}{2} \quad (7.18)$$

$$M_{ot} = 8460,2 \text{ N}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_o$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 0,0033 \quad [2] \quad (7.19)$$

$$\omega = 0,021 \text{ rad} / \text{s}^{-1}$$

- $n_o$  - otáčky otočného mechanismu [s<sup>-1</sup>]  
- hodnota otáček byla stanovena na  $n_o = 0,0033$  [s<sup>-1</sup>].  
 $\omega$  - úhlová rychlost otočného mechanismu [rad/s<sup>-1</sup>]  
 $M_{ot}$  - moment potřebný k překonání odporu materiálu [N/m<sup>-1</sup>]

## 8.3 Výpočet ozubení

Při tomto návrhu bude uvažována velikost tlačné síly a z konstrukčního hlediska také minimální průměr ozubení vzhledem k průměru otočného mechanismu.

V první fázi návrhu ozubení jsem pomocí programu „Modul“ od prof. Němčeka navrhl počet zubů  $z_1 = 41$  a  $z_2 = 130$ , vypočetl a zvolil normální modul, viz obr. 8.2 a obr. 8.3.

Typ ozubení		OHYB		DOTYK	
<input checked="" type="radio"/> Čelní <input type="radio"/> Kuželové		$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$		$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$	
$z_1$ 41 $z_2$ 130 $\beta$ 20 [°] $T_1$ 8460.2 [N·m] $\Psi_m$ 15 Help Schéma 3 Vyber $K_{H\beta}$ 1.053 Help $K_A$ 1.5 Help $\sigma_{Flimb}^0$ 518 [MPa] Vyber $\sigma_{Hlim}^0$ 700 [MPa] Vyber $V_{HV}$ 290 Vyber		$f_F = 18$ $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$ $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$		$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$ $f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$ $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$ $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$ $\Psi_{d1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$ $u = \frac{z_2}{z_1}$ $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$	
Iisk Konec Moduly $m_n = 8.639$ [mm] $b = 129.6$ [mm]		$m_{n\ ohyb} = 7.415$ [mm]		$m_{n\ dotyk} = 8.639$ [mm]	

Obr. 8.2 Určení předběžného normálního modulu [5]

Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2
0,05	--	0,5	--	5	--	50	--
--	0,055	--	0,55	--	5,5	--	55
0,06	--	0,6	--	6	--	60	--
--	0,07	--	0,7	--	7	--	70
0,08	--	0,8	--	8	--	80	--
--	0,09	--	0,9	--	9	--	90
0,1	--	1	--	10	--	100	--
--	0,11	--	1,125	--	11		
0,12	--	1,25	--	12	--		
--	0,14	--	1,375	--	14		
0,15	--	1,5	--	16	--		
--	0,18	--	1,75	--	18		
0,2	--	2	--	20	--		
--	0,22	--	2,25	--	22		
0,25	--	2,5	--	25	--		
--	0,28	--	2,75	--	28		
0,3	--	3	--	32	--		
--	0,35	--	3,5	--	36		
0,4	--	4	--	40	--		
--	0,45	--	4,5	--	45		

Obr. 8.3 Určení skutečného normálního modulu [5]

Dle obr. 8.3 volím skutečný normální modul řady 1,  $m_n = 12$  [-].

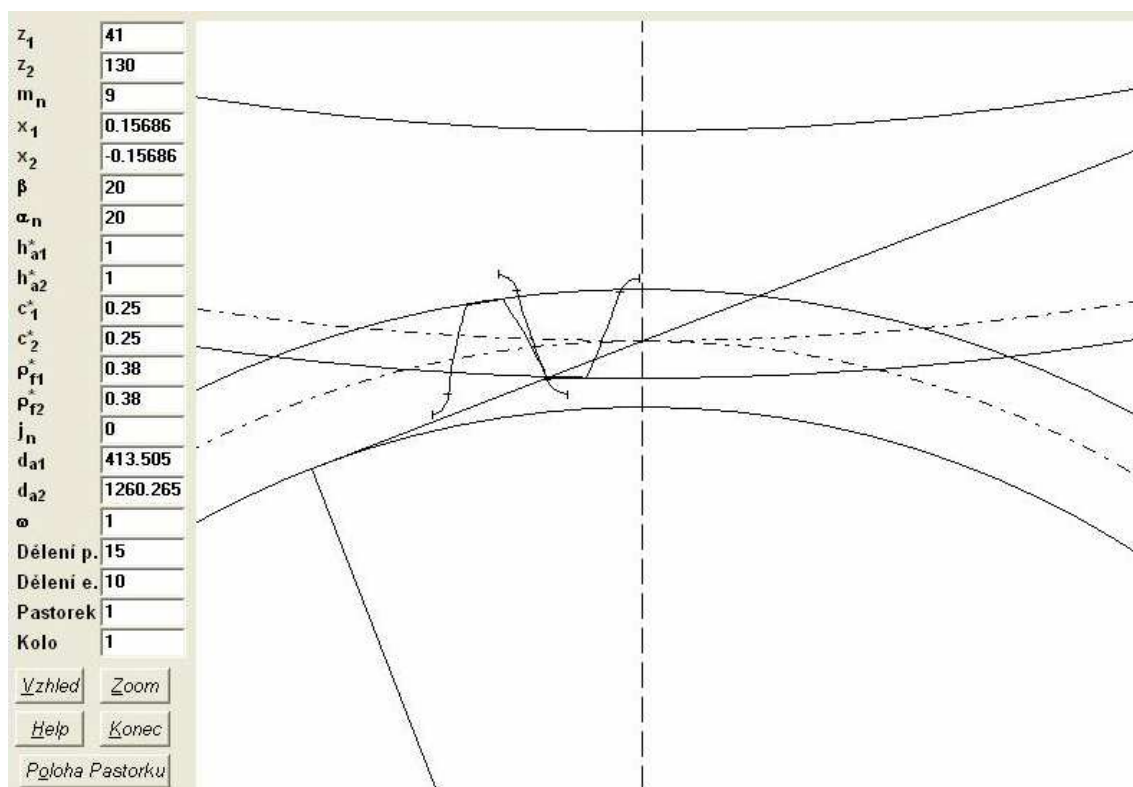
Dále jsem dle programu „Geometrický výpočet ozubení“ určil šířku ozubení a kompletní parametry ozubení, viz. Obr. 8.4.

Povinný vstup :		Základní profil :	
Normální modul	$m_n$	9	[mm]
Počet zubů pastorku	$z_1$	41	
Počet zubů kola	$z_2$	130	
Sklon zubů roztečný	$\beta$	20	[°]
Společná šířka zubů	$b$	130	[mm]
Výpočetní vstup :		<input checked="" type="radio"/> Standard <input type="radio"/> Nestandard <input type="checkbox"/> Kruhová pata	
Součet korekcí	$x_\Sigma$	0.000000	
Korekce pastorku	$x_1$	0.156860	
Korekce kola	$x_2$	-0.156860	
Osová vzdálenost pracovní	$a_w$	818.884796	[mm]
Úhel záběru valivý čelní	$\alpha_{tw}$	21.172832	[°]
<input type="button" value="Nuluj"/> <input type="button" value="Rozděl korekce"/> <input type="button" value="Vyr.skluzy"/>		Poměrná výška hlavy pastorku $h_{a1}^*$ 1.0000 Poměrná výška hlavy kola $h_{a2}^*$ 1.0000 Poměrná hlavová vůle pastorku $c_1^*$ 0.2500 Poměrná hlavová vůle kola $c_2^*$ 0.2500 Poměrný rádius paty pastorku $\rho_{f1}^*$ 0.3800 Poměrný rádius paty kola $\rho_{f2}^*$ 0.3800 Úhel profilu $\alpha_n$ 20.0000 [°]	
		Nepovinný vstup : Hlavový průměr pastorku $d_{a1}$ 413.50508 [mm] Hlavový průměr kola $d_{a2}$ 1260.26451 [mm]	
		<input type="button" value="Výpočetní hlavové průměry"/>	

Obr. 8.4 Geometrický výpočet ozubení [5]

Tabulka rozměrů ozubení a kontrola ozubení viz. příloha 3.

Na obr. 8.5 je pomocí programu „Sledování ozubení“ možné shlédnout náčrt ozubení v záběru.



Obr. 8.5 Schéma ozubení [5]

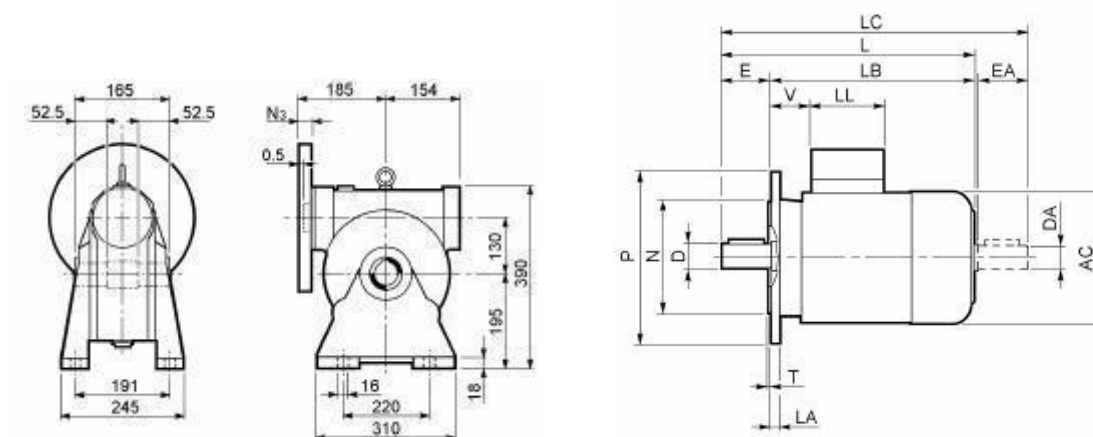


## 8.4 Návrh pohonu otočného mechanismu

Vzhledem k otáčkám a krouticímu momentu volím šnekovou převodovku firmy BONFIGLIOLI RIDUTTORI S.p.A. typ VF 130/250 a dále volím elektromotor typ BN 100LA6 stejného výrobce. Regulaci otáček bude obstarávat frekvenční měnič firmy Mitsubishi electric typ RF-A740-00023-EC. Vzhledem k tomu, že se otáčky převodovky a navržené otáčky otočného mechanismu téměř neliší, nebude nutné, aby měl motor cizí chlazení.

Parametry elektromotoru a převodovky:

$P_{\text{omot}} = 1,5 \text{ [kW]}$	- výkon motoru při maximálním zatížení
$n_{\text{omot}} = 0,29 \text{ [min}^{-1}\text{]}$	- otáčky na výstupu z převodovky
$M_{\text{omot}} = 9838 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	- krouticí moment na výstupu z převodovky
$m_{\text{omot}} = 110 \text{ [kg]}$	- hmotnost pohonu otočného mechanismu



Obr. 8.6 Schéma pohonu otočného mechanismu [12]

Další parametry a rozměry viz 34.

## 9. Technický popis

Zařízení, které bylo navrženo bude využíváno k vynášení materiálu ze zásobníků s plochým dnem. Tento vynašeč byl navržen za předpokladu, že skladovaným materiálem v silu budou piliny, jejichž mechanicko-fyzikální vlastnosti jsem stanovil měřením v LSH. Vynašeč je možné využít i k vynášení jiných sypkých materiálů s podobnými mechanicko-fyzikálními vlastnostmi a velikostí zrna. V případě, že by byla požadována doprava jiného materiálu, bude nutné provést kompletní přepočty tohoto zařízení.

Vynašeč se skládá z části umístěné v zásobníku a z části mimo něj. Uvnitř zásobníku je na otočném mechanismu umístěn kužel, šnekovnice, hřídel s ložisky a řetězovým kolem.

Vnější část se skládá z pohonu a řetězového kola, pomocí kterého je realizován přenos kroutícího momentu, tím je materiál nahrnován směrem do středu zásobníku. Nezávisle na této části je vně zásobníku na otočném mechanismu upevněn pohon, který bude zajišťovat otáčení celého vynašeče. V tomto případě je otáčivý pohyb přenášen pomocí čelního ozubení, které bylo navrženo a vypočteno v rámci této práce.

Vynašeč je tedy navrhnout se dvěma pohony, první bude obstarávat otáčení šnekovnice kolem vlastní osy a druhý otáčení celého vynašeče kolem osy zásobníku. Tento celek je upevněn na dně zásobníku. Nahrnovaný propadává výpustným otvorem k další dopravě nebo ke zpracování.

Pohonná jednotka šnekovnice se skládá z elektromotoru o výkonu 15kW a převodovky s převodovým poměrem 27,9. Otáčky jsou řízeny pomocí frekvenčního měniče. Vzhledem k tomu, že rozdíl otáček je velmi malý, nebude nutné, aby měl motor cizí chlazení.

Pohonná jednotka otočného mechanismu se skládá z elektromotoru o výkonu 0,25 kW a převodovky o převodovém poměru 14075. Otáčky tohoto pohonu řídí frekvenční měnič firmy Mitsubishi electric typ RF-A740-00023-EC.

## **10. Závěr**

V úvodu mé práce. „Návrhu vynašeče pro válcové zásobníky s plochým dnem“ jsem v rešerši shrnul důležité informace o dopravovaném materiálu a také současné způsoby řešení vynášení materiálu ze zásobníku. Dále jsem uvedl základní informace o šnekových dopravnících a tím i nastínil, jakým směrem bude má práce směřovat. Nakonec jsem rešerši uzavřel v současné době používanými druhy ložisek u šnekových dopravníků.

V druhém bodě mé práce jsem navrhl možné způsoby, jak by se celá situace mohla řešit. Zvolil jsem variantu vynášení materiálu pomocí šneku, navrhl jsem pět možných způsobů, jak bych celou situaci řešil. V závěru této části jsem zvolil nejvhodnější variantu řešení vynašeče.

Ve výpočetní části práci jsem nejprve vypracoval potřebné technologické výpočty z jejichž výsledků jsem vhodně navrhl jednotlivé části pohonu šnekového dopravníku nezbytné pro konstrukční řešení. V závěru textové části jsem navrhnul a pevnostně zkontroloval řetěz, kterým bude realizován přenos kroutícího momentu z hřídele převodovky na hřídel šnekovnice. Dále jsem vypočítal trvanlivost ložisek, které drží hřídel šnekovnice a také axiální ložisko otočného mechanismu. Návrh jsem a vypočetl pera na otlacení a stříh. Textovou část diplomové práce jsem zakončil návrhem ozubeného převodu otočného mechanismu, pro který jsem navrhl pohon. Pro řízení otáček šnekovnice a otočného mechanismu jsem navrhl frekvenční měniče. Diplomovou práci jsem doplnil potřebnými výkresy.

Doufám, že má práce bude znamenat alespoň nějakou možnost či návrh jak danou situaci v problematice vynášení materiálu z válcového zásobníku s plochým dnem řešit.

## Seznam použité literatury

- [1] Pešat, Z.: *Manipulace s materiálem v hutích*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2001. 104s.
- [2] Dražan, F., Jeřábek, K.: *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL Praha, 1978. 454s.
- [3] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2001. 104s.
- [4] Polák, J., et al.: *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. 109s.
- [5] Němček, M.: *Programy pro návrh ozubení*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava.
- [6] Kaláb K.: *Návrh výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu*. Ostrava: 2003. 31s.
- [7] Zelený, J.: *Stavba strojů*. Praha: Computer Press, 2000. 157s.
- [8] Kříž, R.: *Stavba a provoz strojů II – převody*. Praha: SNTL Praha, 1978. 174s.
- [9] Kaláb K.: *Výpočet řetězového převodu*. Ostrava: 2006. 16s.
- [10] Vávra, P., kolektiv: *Strojírenské tabulky*. Praha: SNTL Praha, 1984. 671s.

Prospekty, katalogy a materiály firem:

- [11] SKF Ložiska, a.s.
- [12] BONFIGLIOLI RIDUTTORI S.p.A.
- [13] VAE ProSys s.r.o.
- [14] AUMUND Fördertechnik GmbH
- [15] WAMGROUP Chairman and C.E.O.

Internetové stránky:

- [16] <http://cs.wikipedia.org>
- [17] [www.biomasa-sro.cz/](http://www.biomasa-sro.cz/)
- [18] [www.ecoclimate.cz](http://www.ecoclimate.cz)
- [19] [www.epellet.com](http://www.epellet.com)
- [20] [www.czbiom.ecn.cz](http://www.czbiom.ecn.cz)
- [21] [www.pglbc.cz](http://www.pglbc.cz)
- [22] [www.deltaeng.cz](http://www.deltaeng.cz)
- [23] [www.vaeptosys.cz](http://www.vaeptosys.cz)
- [24] [www.aumund.com](http://www.aumund.com)
- [25] [www.wameng.com](http://www.wameng.com)
- [26] [www.cmiral-dvorak.cz](http://www.cmiral-dvorak.cz)
- [27] [www.filtrzeos.cz](http://www.filtrzeos.cz)
- [28] [www.bmto.cz](http://www.bmto.cz)
- [29] [www.senovka.cz](http://www.senovka.cz)
- [30] [www.strojprach.cz](http://www.strojprach.cz)
- [31] [www.has.cz](http://www.has.cz)
- [32] [www.skf.com](http://www.skf.com)
- [33] [www.sew-eurodrive.cz](http://www.sew-eurodrive.cz)
- [34] [www.bonfiglioli.com](http://www.bonfiglioli.com)

## **Seznam výkresové dokumentace**

Výkres sestavy vynašeče	SN550-01-01-1
Výkres podsestavy pohonu vynašeče	SN550-01-01-2

## **Seznam příloh**

- I. Návrh a výpočet řetězového převodu, 2006
- II. Součinitel vnitřního tření mezi pilinami
- III. Geometrie ozubení

## **Poděkování**

*Mé poděkování patří především vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Nečasovi Ph.D., konzultantovi Ing. Petru Dospivovi za pomoc při řešení problémů a za cenné rady z oboru dopravy materiálu. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Zdeňku Porubovi Ph.D. za pomoc s pevnostními výpočty. Ing. Roberu Brázdovi Ph.D a Ing. Alešovi Procházkovi bych rád poděkoval za pomoc při měření mechanicko-fyzikálních vlastností dopravovaného materiálu.*